



# **Motion-Cueing-Algorithmen für eine realitätsnahe Bewegungssimulation**

Martin Fischer

Berichte aus dem DLR-Institut  
für Verkehrssystemtechnik

Band 5



**Deutsches Zentrum  
für Luft- und Raumfahrt e.V.**  
in der Helmholtz-Gemeinschaft



# **Motion-Cueing-Algorithmen für eine realitätsnahe Bewegungssimulation**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde  
eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Dissertation

von: Dipl.-Ing. Martin Fischer

aus (Geburtsort): Braunschweig

eingereicht am: 18. Februar 2009

mündliche Prüfung am: 29. Mai 2009

Referenten: Prof. Dr.-Ing. Karsten Lemmer  
Prof. Dr.-Ing. Walter Schumacher





# **Berichte aus dem DLR-Institut für Verkehrssystemtechnik**

## **Band 5**

### **Motion-Cueing-Algorithmen für eine realitätsnahe Bewegungssimulation**

**Martin Fischer**

**Herausgeber:**

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.  
Institut für Verkehrssystemtechnik  
Lilienthalplatz 7, 38108 Braunschweig

**ISSN 1866-721X**

DLR-TS 1.5

Braunschweig, im September 2009

Institutsdirektor:  
Prof. Dr.-Ing. Karsten Lemmer

Verfasser:  
Dipl.-Ing. Martin Fischer



---

## Vorwort des Herausgebers

Liebe Leserinnen und Leser,

In Ihren Händen halten Sie einen Band unserer Buchreihe „Berichte aus dem DLR-Institut für Verkehrssystemtechnik“. In dieser Reihe veröffentlichen wir spannende, wissenschaftliche Themen aus dem Institut für Verkehrssystemtechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) und aus seinem Umfeld. Einen Teil der Auflage stellen wir Bibliotheken und Fachbibliotheken für ihren Buchbestand zur Verfügung. Herausragende wissenschaftliche Arbeiten und Dissertationen finden hier ebenso Platz wie Projektberichte und Beiträge zu Tagungen in unserem Hause von verschiedenen Referenten aus Wirtschaft, Wissenschaft und Politik.

Mit dieser Veröffentlichungsreihe verfolgen wir das Ziel, einen weiteren Zugang zu wissenschaftlichen Arbeiten und Ergebnissen zu ermöglichen. Wir nutzen die Reihe auch als praktische Nachwuchsförderung durch die Publikation der wissenschaftlichen Ergebnisse von Dissertationen unserer Mitarbeiter und auch externer Doktoranden. Veröffentlichungen sind wichtige Meilensteine auf dem akademischen Berufsweg. Mit der Reihe „Berichte aus dem DLR-Institut für Verkehrssystemtechnik“ erweitern wir das Spektrum der möglichen Publikationen um einen Baustein. Darüber hinaus verstehen wir die Kommunikation unserer Forschungsthemen als Beitrag zur nationalen und internationalen Forschungslandschaft auf den Gebieten Automotive, Bahnsysteme und Verkehrsmanagement.

Die Umsetzung der Fahrzeugbeschleunigungen in bewegten Fahrsimulatoren für einen realitätsnahen Fahreindruck ist Thema der im vorliegenden Band veröffentlichten Dissertation. Dabei werden zwei neue Ansätze für Motion-Cueing-Algorithmen vorgestellt, die für das Bewegungssystem des DLR-Fahrsimulators mit seiner Hexapod-Bewegungsplattform und für seinen Einsatz in der Fahrverhaltensforschung und zum Test von Fahrerassistenzsystemen entwickelt wurden. Eine verbesserte Realitätsnähe der Bewegungssimulation leistet einen Beitrag zu einer hohen Qualität und Validität der Testergebnisse von Studien im Fahrsimulator für eine bessere Übertragbarkeit der Ergebnisse auf reale Fahrsituationen.

Prof. Dr.-Ing. Karsten Lemmer



## **Vorwort des Autors**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner wissenschaftlichen Tätigkeit am Institut für Verkehrssystemtechnik (ehemals Institut für Verkehrsführung und Fahrzeugsteuerung) am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V. in Braunschweig.

Danken möchte ich Herrn Prof. K. Lemmer für die Betreuung dieser Arbeit sowie Herrn Prof. W. Schumacher für die Übernahme des Koreferats und Herrn Prof. G.-P. Ostermeyer für die Bereitschaft, den Vorsitz in diesem Promotionsverfahren zu übernehmen.

Mein Dank richtet sich auch an meine Kollegen, insbesondere an Christian Löper, Sascha Knake-Langhorst, Markus Stöbe und Tobias Lorenz, für zahlreiche gute Diskussion und hilfreiche Hinweise zu meinem Themengebiet. Mark Wentink und Thomas Fortmüller waren mir auf Workshops und Konferenzen wertvolle Gesprächspartner bei einem regen Erfahrungsaustausch.

Des Weiteren möchte ich mich bei den Studenten bedanken, die ich bei ihren Abschlussarbeiten oder Praktika betreuen durfte und die mir willkommene Diskussionspartner und eine gute Unterstützung bei der Bewältigung der vielfältigen, zu bearbeitenden Themenbereiche waren.

Besonders dankbar bin ich meiner Familie, die mir stets die notwendigen Freiräume gewährt hat und mir immer wieder Quelle neuen Mutes und neuer Kraft zum Durchhalten auf dem Weg bis zum Abschluss der Promotion gewesen ist.

Dipl.-Ing. Martin Fischer

# Kurzfassung

Fahrsimulatoren mit Bewegungssystemen werden zunehmend bei der Entwicklung neuer Komfort- und Sicherheitssysteme für bodengebundene Fahrzeuge eingesetzt. Da die Testergebnisse valide, d. h. in eine reale Fahrsituation übertragbar sein müssen, sind die Anforderungen an alle Teilsysteme einer Fahrsimulation enorm hoch. Der Fahrer muss sämtliche Informationen erhalten, die er benötigt, um das virtuelle Fahrzeug ebenso wie in der Realität zu steuern. Zu den dazu notwendigen Simulationseigenschaften zählt für viele Fahrmanöver und Testszenarien insbesondere eine realistische Rückmeldung der Fahrzeugbeschleunigungen.

Herkömmliche, aus der Flugsimulation stammende Algorithmen zur Steuerung einer Bewegungsplattform haben sich in dieser Hinsicht als unzureichend erwiesen. Aufgrund der hochdynamischen charakteristischen Eigenschaften von Fahrzeugen sind erweiterte oder neue Konzepte zur Umsetzung der Fahrzeugbeschleunigungen notwendig. Hierbei gilt es eine große Anzahl von Limitierungen und Randbedingungen zu beachten. Die größte Herausforderung dabei ist, den Menschen als maßgeblich zu beeinflussendes Objekt beim Entwurf der Bewegungsplattformsteuerung korrekt zu berücksichtigen, da die sehr komplexe menschliche Bewegungswahrnehmung bisher noch nicht vollständig erklärt und modelliert werden kann.

Die vorliegende Arbeit liefert zunächst einen umfassenden Überblick über relevante, grundlegende Methoden und verschiedene für die Fahrsimulation verwendete Ansätze. Auf der Basis dieser Erläuterungen sowie von Erkenntnissen aus mehreren eigenen Simulatorstudien werden die unterschiedlichen Einflussfaktoren der Darstellung von Fahrzeugbeschleunigungen eingehend diskutiert. Da das Design einer Bewegungssteuerung sehr stark von dem zur Verfügung stehenden Bewegungssystem und dem Anwendungsbereich der Fahrsimulation abhängen, ist die Diskussion allgemeingültig gehalten und kann durch die kompakte Zusammenstellung der wichtigen Aspekte als Leitfaden für den Entwurf von optimal auf die vorliegenden Randbedingungen angepassten Algorithmen dienen.

Für den speziellen Fall einer Hexapod-Bewegungsplattform und ihren Einsatz im Bereich der Fahrverhaltensforschung sowie zum Test von Fahrerassistenzsystemen werden anschließend zwei neue Ansätze vorgestellt, die für diese Randbedingungen konzipiert und optimiert worden sind. Die durch eine Weiter- bzw. Neuentwicklung wichtiger Teilfunktionen erzielte Reduktion von Phasenfehlern hat sich als eine entscheidende Verbesserung gegenüber bisherigen Algorithmen erwiesen. Dabei hat sich gezeigt, dass kurzzeitig deutlich höhere als die bislang empfohlenen maximalen Drehgeschwindigkeiten zulässig und sinnvoll sind, wobei als Drehpunkt die Position des Fahrerkopfes gewählt werden sollte. Darüber hinaus trägt insbesondere ein geregelter Begrenzer mit integriertem Systemdynamikmodell zu einem besseren Folgeverhalten des Bewegungssystems bei. Für die Bestimmung der optimalen Parametrierung eines Algorithmus hat sich ein manöver- oder streckenabhängiges Tuning als besonders geeignet erwiesen.

## Abstract

The use of motion-based driving-simulators during the development of new comfort and safety systems for ground-based vehicles increases continuously. Since the validity of test results of simulator studies is a major issue, the requirements for all subsystems of a driving simulation are enormous. The driver must receive all information which enables him to drive the virtual vehicle like a real car. For that purpose, many manoeuvres and test scenarios require a realistic feedback of the vehicle's accelerations.

Traditional algorithms for the control of a motion platform derived from flight simulation turned out to be inadequate in this respect due to the highly dynamic characteristics of vehicles. Thus, extended or new concepts to present the vehicle accelerations are necessary. Additionally, a large number of limitations and constraints have to be considered. One of the strongest challenges is the existence of a human driver within the control loop. To take him into account properly is a very important task, as human driving behaviour and human motion perception are major factors within the design of motion-platform-control strategies. However, very little is known about the function of the complex human motion perception so far and no complete human motion perception model exists.

The present work provides a comprehensive overview over relevant basic methods and the existing approaches to driving-simulator motion-control. Based on these explanations and the conclusions from several own simulator studies, the different influencing factors regarding the presentation of vehicle accelerations are discussed. Since the overall design of a motion control algorithm strongly depends on the available motion system and the focus of its application, all important aspects are intensively discussed in a general manner. Thus, the discussion serves as a universal guide to motion-cueing design.

Two new approaches are presented. Both have been developed and optimized regarding the special boundary conditions given by the usage of a hexapod motion base and its application in driver behaviour research and driver assistance system tests. Several elements of the control strategy could be improved within this process. The reduction of phase errors has proven to be the most crucial improvement compared to common algorithms. The presentation of short-term signals with a rotation velocity significantly higher than the previously recommended maximum value has been found to be well accepted. A tilting point at the position of the driver's head is preferable. A controlled limiter with an integrated system-dynamics model leads to a significant reduction of delay times of the motion platform. In order to determine the optimal set of parameters of an algorithm, a manoeuvre or track based tuning has shown to be particularly suitable.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort des Herausgebers .....</b>	<b>i</b>
<b>Vorwort des Autors .....</b>	<b>iii</b>
<b>Kurzfassung .....</b>	<b>iv</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>v</b>
<b>Nomenklatur .....</b>	<b>ix</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Anwendungsgebiete und Nutzen der Fahrsimulation .....	1
1.2 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit .....	2
<b>2 Theoretische Grundlagen .....</b>	<b>5</b>
2.1 Motion Cueing – Begriffsklärung .....	5
2.1.1 Motion Cueing .....	5
2.1.2 Algorithmen .....	5
2.1.3 Phaseneinteilung .....	6
2.1.4 Fehlertypen .....	6
2.1.5 Washout .....	6
2.1.6 Tilt Coordination .....	7
2.1.7 In-the-Loop-Methoden .....	7
2.2 Bewegungswahrnehmung .....	7
2.2.1 Menschliche Wahrnehmungssysteme .....	8
2.2.2 Weitere Wahrnehmungsmechanismen .....	11
2.2.3 Modellbildung .....	14
2.3 Filtereigenschaften .....	20
2.4 Koordinatensysteme und -transformation .....	22
2.5 Statistische Kenngrößen .....	25
2.6 Übersicht über die Grundlagen .....	25
<b>3 Stand der Forschung .....</b>	<b>27</b>
3.1 Klassische Motion-Cueing-Algorithmen .....	27
3.1.1 Classical Washout .....	27
3.1.2 Optimal Control .....	29
3.1.3 Coordinated Adaptive .....	31



3.2	Weiterführende Ansätze .....	32
3.2.1	Nichtlinearer Hochpassfilter .....	32
3.2.2	Frequenzabhängige Skalierung .....	32
3.2.3	Kompensationsfilter .....	33
3.2.4	Fahrspurbasierte Algorithmen .....	34
3.2.5	Modellbasierte prädiktive Regelung .....	35
3.3	Simulatorspezifische Algorithmen .....	36
3.3.1	Multi-Freiheitsgrad-Algorithmus .....	36
3.3.2	Spherical Washout .....	37
3.4	Zusammenfassende Übersicht über den Stand der Forschung .....	39
<b>4</b>	<b>Methodik und Einflussgrößen des Motion Cueing .....</b>	<b>41</b>
4.1	Bewertung von Algorithmen .....	41
4.1.1	Subjektive Kriterien .....	42
4.1.2	Objektive Kriterien .....	46
4.1.3	Objektivierung subjektiver Kriterien .....	48
4.2	Algorithmen-Design und Wahrnehmungskriterien .....	54
4.2.1	Fahrdynamische Eingangssignale .....	55
4.2.2	Skalierung .....	57
4.2.3	Filtereffekte .....	59
4.2.4	Tilt Coordination und Drehungseinflüsse .....	65
4.2.5	Limitierung .....	73
4.2.6	Weitere wahrnehmungsrelevante Faktoren .....	83
4.3	Parametrierung .....	88
4.3.1	Methodische Optimierung .....	89
4.3.2	Driver-in-the-Loop-Tuning .....	92
4.3.3	Vergleich der Tuning-Methoden .....	94
4.4	Bewegungssystem .....	97
4.4.1	Arbeitsraum .....	99
4.4.2	Systemdynamik .....	104
4.5	Zusammenfassung der Methodik und Einflussgrößen .....	116
<b>5</b>	<b>Resultierende neue Motion-Cueing-Algorithmen .....</b>	<b>121</b>
5.1	Fast Tilt Coordination .....	121
5.2	Coordinated Head Rotation .....	123

5.3	Bewertung der neuen Ansätze .....	124
5.3.1	Analyse der charakteristischen Eigenschaften .....	125
5.3.2	Einordnung in den Kontext der Simulation .....	129
5.4	Zusammenfassung der neuen Algorithmen .....	132
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>135</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>139</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>153</b>
A	Dynamischer DLR-Fahrsimulator SimCar .....	153
B	Bewegungsplattformen im Überblick .....	156
C	Herleitungen .....	159
D	Visualisierung des Arbeitsraumes .....	166
E	Übersicht über Simulator-Studien .....	168
F	Parametrierungen der Motion-Cueing-Algorithmen .....	172
G	Eigene Versuche .....	174

# Nomenklatur

Es gelten in dieser Arbeit folgende Konventionen:

- Vektoren bzw. in Vektorform zusammengefasste Größen werden durch einfach unterstrichene Buchstaben dargestellt (z. B.  $\underline{a}$ ).
- Matrizen werden durch doppelt unterstrichene Großbuchstaben dargestellt (z. B.  $\underline{\underline{L}}$ ).
- Für einen Vektor von Punkt  $P_A$  zum Punkt  $P_B$  gilt vereinfachend:  $\underline{r}_{AB}$  entspricht  $\overrightarrow{P_AP_B}$ .
- Sofern nicht anders angegeben, wird das SAE-Koordinatensystem verwendet ( $x$ : nach vorne (in Fahrtrichtung),  $y$ : nach rechts,  $z$ : nach unten).
- Sofern nicht anders angegeben, sind Vektoren im inertialen, erdfesten Koordinatensystem  $F_I$  beschrieben.
- Indizes werden grundsätzlich entsprechend dem englischen Begriff gewählt, da sie in dieser Form auch üblicherweise in der Literatur zu finden sind (z. B.  $\underline{a}_V$  mit V: *Vehicle* anstelle von  $\underline{a}_F$  mit F: Fahrzeug für die Fahrzeugbeschleunigungen).

## VEKTOREN, MATRIZEN

$\underline{d} = [x, y, z]^T$	Position des Simulators (SAE-Koordinaten) [m]
$\underline{v} = [\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}]^T$	Längs-, Quer-, und Vertikalgeschwindigkeit [m/s]
$\underline{a} = [\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}]^T$	Längs-, Quer-, und Vertikalbeschleunigungen [m/s <sup>2</sup> ]
$\underline{j} = [\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}]^T$	Längs-, Quer-, und Vertikalaruck [m/s <sup>3</sup> ]
$\underline{\beta} = [\varphi, \theta, \psi]^T$	Orientierung des Simulators (SAE-Koordinaten) [°]
$\underline{\omega} = [\dot{\varphi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}]^T$	Roll-, Nick- und Wankgeschwindigkeit [°/s]
$= [\omega_x, \omega_y, \omega_z]^T$	
$\underline{f} = [f_x, f_y, f_z]^T$	spezifische Kräfte [m/s <sup>2</sup> ]
$\underline{\zeta} = [\underline{f}^T, \underline{\omega}^T]^T$	zusammengefasste spezifische Kräfte und Drehgeschw.
$\underline{\underline{J}}^{-1}$	inverse Jacobi-Matrix
$\underline{\underline{L}}$	Rotationsmatrix
$\underline{\underline{R}}$	Elementardrehmatrizen

$\underline{\underline{\Omega}}$

Winkelgeschwindigkeitstensor

## ZEICHEN

$a_i$	Koeffizienten des charakteristischen Polynoms [-]
$d_0, d_1$	Ableitung von $s_0$ bzw. $s_1$
$d_{stopping}$	Abstand von einem Haltepunkt [m]
$e$	Fehler (engl. <i>error</i> )
$f$	spezifische Kraft (engl. <i>specific force</i> ) [m/s <sup>2</sup> ]
$f$	Frequenz [1/s]
$f_{heart}$	Herzfrequenz [1/s]
$f_{breath}$	Atemfrequenz [1/s]
$g$	Gravitation [m/s <sup>2</sup> ]
$h(t)$	Übertragungsfunktion im Zeitbereich
$h_i(x)$	Hermite'sches Polynom
$i$	allgemeiner Platzhalter
$j$	allgemeiner Platzhalter
$j_i$	Weltkoordinaten
$k$	statische Verstärkung [-]
$k_d$	Differenzialanteil (Reglerkenngröße)
$k_p$	Proportionalanteil (Reglerkenngröße)
$m$	Masse [kg]
$n$	Nullstelle
$p$	Polstelle, Parameter
$q_i$	Gelenkkoordinaten
$r$	Abstand [m]
$r$	Referenzwert
$s_0, s_1$	Funktionswerte an der Stelle $x_0$ bzw. $x_1$
$swrr$	Umlenkrate (engl. <i>steering wheel reversal rate</i> ) [1/s]
$t$	Zeit (engl. <i>time</i> ) [s]
$u$	Steuersequenz
$u(t)$	Eingangssignal/Führungsgröße im Zeitbereich
$x_0, x_1$	Start- bzw. Endwert der Hermite'schen Skalierung
$x(t)$	Signal im Zeitbereich
$y(t)$	Ausgangssignal im Zeitbereich
$C$	Formfaktor der Hermite'schen Skalierung [-]
$D$	Dämpfung [kg/s]
$F$	Kraft [N]
$F_g$	Gravitationskraft [N]

$F_x$	Trägheitskraft [N]
$F_R$	Wirkkraft [N]
$F$	Koordinatensystem
$G$	Verstärkung [-]
$H(j\omega)$	Übertragungsfunktion im Frequenzbereich
$HP$	Hochpass-Übertragungsfunktion (engl. <i>high pass</i> )
$J$	Kostenfunktion [-]
$K$	statische Verstärkung [-]
$K_V$	Statische Verst. der Haarzellenempfindlichkeit (OTO) [-]
$L$	Grenzwert der Hermite'schen Skalierung
$LP$	Tiefpass-Übertragungsfunktion (engl. <i>low pass</i> )
$N$	Gesamtzahl aller Messwerte [-]
$N$	Vorhersagezeitraum (Anzahl der Zeitschritte) [-]
$N(A, \omega)$	Beschreibungsfunktion
$P$	Punkt im Raum (3-D) [m]
$S_i(s)$	Skalierungsfunktionen [-]
$T$	Zeitkonstante [s]
$T_{chg}$	Parameterwechseldauer [s]
$T_{skin}$	Hauttemperatur [°C]
$T_L$	Zeitkonstante der neuronalen Signalverarbeitung (OTO) [s]
$T_V$	Zeitkonstante der Haarzellenempfindlichkeit (OTO) [-]
$THW$	Time headway [s]
$TTC$	Time to collision [s]
$U(j\omega)$	Eingangssignal im Frequenzbereich
$W$	Gewichtungsfaktor [-]
$Y(j\omega)$	Ausgangssignal im Frequenzbereich
$\delta_L$	Lenkwinkel [°]
$\delta_\omega(\omega)$	nichtlinearer Term
$\varepsilon$	Betragsrelation der Begrenzungswerte $\ddot{y}_{Lim}$ und $\dot{y}_{Lim}$ [1/s]
$\lambda$	Güteindikator [-]
$\lambda$	Eigenwert des charakt. Polynoms [-]
$\rho_0$	Zylinderlänge [m]
$\rho_i$	Kolben-, Zylinderausfahrlänge [m]
$\sigma$	Standardabweichung
$\sigma_{skin}$	Hautleitfähigkeit in [S/m]
$\tau$	Zeitkonstante [-]
$\tau_L$	Zeitkonstante der Positionsänderungsempfindlichkeit (SCC) [s]

$\omega_{x,y,z}$	Winkelgeschwindigkeit [°/s]
$\omega_0$	Grenzfrequenz [rad/s]
$\omega_E$	Eckfrequenz [rad/s]
$\Gamma_i$	Parametersatz $i$
$\Delta d_y$	Querablage (Abweichung von der Mitte der Fahrspur) [m]
$\Delta t_{brake}$	Bremsdauer [s]
$\Delta t_{reaction}$	Reaktionszeit [s]
$\Delta t_{transition}$	Pedalwechselzeiten [s]
$\Delta t_s$	Zeitdauer bis zur vollständigen Darstellung einer Verzögerung [s]

## INDIZES

0	Startwert, allgemeiner Kennwert
<i>act</i>	Istwert (engl. <i>actual</i> )
<i>c</i>	zentraler Sichtbereich (engl. <i>central</i> )
<i>err</i>	Fehler (engl. <i>error</i> )
<i>f</i>	spezifische Kraft (engl. <i>specific force</i> )
<i>g</i>	Gravitation
<i>i</i>	allgemeiner Platzhalter
lim	Grenzwert, Begrenzung (engl. <i>limit</i> )
max	Maximalwert
<i>norm</i>	Normierungsgröße
<i>oto</i>	Otolithen
<i>p</i>	peripherer Sichtbereich
<i>ref</i>	Referenz-, Sollwert
<i>sc</i>	skalierte Größe (engl. <i>scaled</i> )
<i>scc</i>	Bogengänge (engl. <i>semicircular canals</i> )
<i>sh</i>	Form (engl. <i>shape</i> )
<i>th</i>	Wahrnehmungsschwelle (engl. <i>threshold</i> )
<i>ves</i>	vestibulär
<i>vis</i>	visuell
<i>x</i>	Wirkrichtung entlang der $x$ -Achse
<i>y</i>	Wirkrichtung entlang der $y$ -Achse
<i>z</i>	Wirkrichtung entlang der $z$ -Achse
<i>A</i>	Adaption
<i>C</i>	Schwerpunkt (engl. <i>center of gravity</i> )
<i>CL</i>	geregelter Begrenzer (engl. <i>controlled limiter</i> )
<i>D</i>	Fahrer (engl. <i>driver</i> )
<i>H</i>	Kopf (engl. <i>head</i> )

<i>I</i>	inertial
<i>L</i>	Begrenzer (engl. <i>limiter</i> )
<i>Lane</i>	Fahrspur (engl. <i>lane</i> )
<i>MC</i>	<i>Motion Cueing</i>
<i>NL</i>	nichtlinear
<i>OC</i>	<i>Optimal Control</i>
<i>S</i>	Simulator
<i>TC</i>	<i>Tilt Coordination</i>
<i>U</i>	obere Plattformmitte (engl. <i>upper</i> )
<i>V</i>	Fahrzeug (engl. <i>vehicle</i> )
<i>VA</i>	visuell-vestibulär
<i>WO</i>	<i>Washout</i>
$\cdot$	einfache zeitliche Ableitung
$\ddot{\phantom{x}}$	zweifache zeitliche Ableitung
$\dots$	dreifache zeitliche Ableitung
$\wedge$	wahrgenommene Größen
$\square$	modellierte / approximierte Größen
$(I)$	Bezugskoordinatensystem (hier: Inertialkoordinaten)

## **ABKÜRZUNGEN**

AGARD	<i>Advisory Group for Aerospace Research and Development</i>
ANOVA	Varianzanalyse (engl. <i>analysis of variance</i> )
CA	<i>Coordinated Adaptive</i> (MCA)
CHR	<i>Coordinated Head Rotation</i> (MCA)
CW	<i>Classical Washout</i> (MCA)
DIL	<i>Driver-in-the-Loop-Tuning</i>
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
FAS	Fahrerassistenzsysteme
FTC	<i>Fast Tilt Coordination</i> (MCA)
ISO	Internationale Organisation für Normung
MC	<i>Motion Cues / Motion Cueing</i>
MCA	<i>Motion-Cueing-Algorithmus</i>
MDA	<i>Motion-Drive-Algorithmus</i>
NASA	<i>National Aeronautics and Space Administration</i>
TLX	<i>Task Load Index</i>
OC	<i>Optimal Control</i> (MCA)
QSR	Quadratsumme der empirischen Rangsummen
OTO	Otolithen (engl. <i>otoliths</i> )
RTLX	<i>Reduced Task Load Index</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SCC	Bogengänge (engl. <i>semicircular canals</i> )
SIL	<i>Software-in-the-Loop-Simulationen</i>
SSQ	<i>Simulator Sickness Questionnaire</i>
TNO	<i>Netherlands Organisation for Applied Scientific Research</i>
ÜTF	Übertragungsfunktion
VTI	<i>Swedish National Road and Transport Research Institute</i>
WF	<i>Washout-Filter</i>



---

# 1 Einleitung

Die Möglichkeiten für den Einsatz von bewegten Fahrsimulatoren, auf die sich diese Arbeit konzentriert, sind vielfältig (vgl. [Fis05]): Sie reichen von Fahrattraktionen in der Unterhaltungsindustrie über die Fahrausbildung von Einsatzkräften oder LKW-Fahrern bis hin zum Bereich der Forschung und Entwicklung, wo sie ein besonders breites Spektrum an Untersuchungen ermöglichen. Letzteres ist im Gegensatz zu den vorwiegend zu Ausbildungszwecken verwendeten Flugsimulatoren das Haupteinsatzgebiet von Fahrsimulatoren.

In diesem Kapitel werden zunächst der Nutzen und die Anwendungsgebiete von Fahrsimulatoren aufgezeigt. Nach der Erläuterung der generellen Bedeutung der Bewegungsrückmeldung im Kontext der Fahrsimulation wird kurz der Aufbau der Arbeit dargelegt.

## 1.1 Anwendungsgebiete und Nutzen der Fahrsimulation

Die Definierbarkeit und Reproduzierbarkeit der Versuchsbedingungen in einem Fahrsimulator ermöglichen es, das komplexe Gesamtsystem Fahrer-Fahrzeug-Umwelt systematisch zu untersuchen. Speziell der menschliche Fahrer stellt für den Entwickler eine Herausforderung dar. Sein Verhalten ist zeitlich veränderlich und geprägt von Lern-, Adaptions- und Abstraktionsfähigkeit und daher nur bedingt mathematisch beschreibbar. Durch den Simulator wird der „Durchschnittsfahrer“ systematischen Untersuchungen zugänglich.

Automobilhersteller setzen Fahrsimulatoren auch vielfach für die Entwicklung von Fahrzeugsystemen ein. Besonders beim Entwurf von Assistenzfunktionen ist es so möglich, in einem relativ frühen Stadium des Entwicklungsprozesses, die Fahrer-Fahrzeug-Schnittstelle optimal an die Bedürfnisse des Menschen anzupassen. Durch die Simulation von Störungen lassen sich sicherheitskritische Funktionen identifizieren und gegebenenfalls modifizieren. Auch eine erste Untersuchung und Bewertung neuer Fahrzeugkonzepte ist durchführbar ohne Prototypen bauen zu müssen. Dies spart nicht nur Zeit und Geld, sondern führt auch zu besseren Entwicklungsergebnissen [Käd95].

Bei der Ausbildung ist ein vorrangiges Ziel die Steigerung der Leistungsfähigkeit auf der Ebene der Entscheidungsfindung, d. h. die Fahrer sollen lernen, den Kompromiss zwischen Sicherheit und Zeitdruck richtig zu wählen. Durch die Möglichkeit, im Simulator kritische Verkehrssituationen herbeizuführen, die in der normalen Fahrausbildung selten vorkommen, kann die Gefahrenwahrnehmung und -einschätzung gezielt verbessert werden. Weitere mögliche Ausbildungsziele sind z. B. das Beherrschen der grundlegenden Verkehrsregeln sowie einer kraftstoffsparenden Fahrweise, also Themen, die bisher vor allem in der theoretischen Fahrausbildung abgedeckt werden.

Der Einsatz von Simulatoren in der Unterhaltungsindustrie dient dagegen in erster Linie dazu, den Mitfahrern Spaß zu bieten. Dabei muss das Risiko für ein Auftreten von Simulatorkrankheit so gering wie möglich sein [Hey01].

Die wichtigsten Einsatzgebiete von Fahrsimulatoren sind:

- Bewertung neuer Fahrzeugkonzepte [Käd95]
- Entwicklung von Teilkomponenten [Kem04]
- Untersuchungen von straßenbaulichen Konzepten [Käd95, Tom09]
- (Zusatz-) Ausbildung bestimmter Berufs- bzw. Bevölkerungsgruppen (z. B. Busfahrer [Mun04], LKW-Fahrer [Mon04, Ras09], Fahranfänger [All04, All09] und älterer Fahrer [Hag04])
- Test neu entwickelter Konzepte oder Prototypen von Fahrerassistenzsystemen [Tom08, Uns08, Hue06]

Um die Ergebnisse solcher Untersuchungen nutzen zu können, muss eine Übertragbarkeit der gewonnenen Erkenntnisse auf die reale Fahrsituation gewährleistet sein. BOER ET AL. [Boe00] und REYMOND ET AL. [Rey99] weisen mit ihren Studien nach, dass eine Bewegungsrückmeldung es dem Fahrer in einer virtuellen Umgebung entscheidend erleichtert, seine gewohnten Strategien zur Fahrzeugführung einzusetzen und somit ein realistisches Fahrverhalten zu zeigen. Sie bestätigen damit frühere Ergebnisse von BROWN ET AL. [Bro60], SZALAI UND DEETS [Sza70] sowie von BELSLEY [Bel64], die ähnliche Studien im Zusammenhang mit Flugsimulatoren durchgeführt haben. Auch im Rahmen eigener Untersuchungen hat sich die Bedeutung der Bewegungsrückmeldung für die Bewertung von neuen Fahrerassistenzsystemen, welche in die Fahrdynamik eingreifen oder mit haptischen Rückmeldungen arbeiten, herausgestellt [Fis08b].

## 1.2 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit

Für eine realitätsnahe Darstellung der Fahrzeugbeschleunigungen haben sich herkömmliche, aus der Flugsimulation stammende Algorithmen, als nur bedingt geeignet herausgestellt. Bezüglich Fahrsimulatoren finden sich in der Literatur eine Reihe interessanter Arbeiten, die sich mit einzelnen Aspekten der Bewegungssimulation beschäftigen und darauf abzielen, die Bewegungsansteuerung für diese Simulatoren realistischer zu gestalten. So gibt es umfangreiche Arbeiten zu Wahrnehmungsaspekten (GREIG [Gre88], HOSMAN UND VAN DER VAART [Hos78]), Auslegungskriterien von Bewegungsplattformen (ADVANI [Adv98]), Erweiterungen der existierenden Algorithmen (GUTDRIGE [Gut04]) oder Verfahren zu deren Parametrierung (GRANT [Gra95]) sowie zu alternativen Ansätzen der Bewegungsansteuerung (DAGDELEN [Dag05], SAMMET [Sam07]). Seit der grundlegenden Beschreibung der heute als „klassische Algorithmen“ bekannten Ansätze durch REID UND NAHON [Rei85, Rei86a, Rei86b] in den späten 80er Jahren ist jedoch keine ausführliche Zusammenfassung neuerer Ansätze und aktueller Entwicklungen im Bereich der Bewegungsansteuerung und der damit zusammenhängenden Aspekte der Bewegungswahrnehmung, der Simulatordynamik oder der Fahrdynamiksimulation mehr erfolgt.

Ein Ziel dieser Arbeit ist daher eine Zusammenstellung und Diskussion vorhandener Methoden und Erkenntnisse, welche die Grundlage für eine Weiterentwicklung von Algorithmen zur Bewegungsansteuerung bilden. Darüber hinaus soll auf der Basis dieser Diskussion ein speziell auf die Anforderungen einer Fahrsimulation ausgerichteter Algorithmus entwickelt werden.

Die Arbeit ist wie folgt strukturiert:

Nach der Einführung in die zum Verständnis dieser Arbeit notwendigen theoretischen Grundlagen (Kapitel 2) werden zunächst die existierenden Algorithmen zur Bewegungsansteuerung vorgestellt (Kapitel 3). In Kapitel 4 werden alle für eine Bewegungsansteuerung relevanten Aspekte ausführlich behandelt. Dabei werden aktuelle Methoden und Ergebnisse aus der Literatur zusammenfassend dargestellt und an verschiedenen Stellen durch eigene Erkenntnisse ergänzt. Diese Ergänzungen resultieren aus der Analyse der bekannten Ansätze sowie aus den Ergebnissen eigener, im Rahmen dieser Arbeit durchgeführter Studien und sind ein wesentlicher Bestandteil der Arbeit. Die Diskussion der Vor- und Nachteile verschiedener Ansätze in Kapitel 4 erfolgt allgemeingültig, d. h. weitestgehend unabhängig von spezifischen Anwendungen oder Bewegungssystemen. Dagegen sind die beiden im anschließenden 5. Kapitel vorgestellten neuen Algorithmen auf die speziellen Randbedingungen eines Fahr-simulators mit einem Hexapod-Bewegungssystem und seiner üblichen Nutzung als Testumgebung für Fahrerassistenzsysteme ausgelegt. Das Design der Algorithmen beruht darüber hinaus auf den im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnissen, welche schließlich im letzten Kapitel noch einmal zusammengefasst werden. Abschließend wird in Kapitel 6 ein Ausblick auf interessante, weiterführende Themen gegeben.

Mithilfe der skizzierten Struktur der Arbeit soll zum einen ein Leitfaden zur fundierten Unterstützung bei der Entwicklung von *Motion-Cueing*-Algorithmen bereitgestellt werden. Zum anderen wird mit den im 5. Kapitel vorgestellten Ansätzen eine deutlich verbesserte Lösung für die Verwirklichung einer realitätsnahen Bewegungssimulation unter den oben genannten Randbedingungen geliefert.



---

## 2 Theoretische Grundlagen

Viele Algorithmen zur Bewegungsansteuerung eines Fahrsimulators nutzen einige grundlegende Methoden, die, neben einer Einführung und Definition wesentlicher Begriffe, im folgenden Abschnitt zusammengefasst sind.

### 2.1 Motion Cueing – Begriffsklärung

#### 2.1.1 Motion Cueing

BAARSPUL [Baa86] benennt *Motion Cues* (MC) im Zusammenhang mit Flugsimulation als sensorische Stimuli, die einen Hinweis auf die Bewegung des Flugzeugs vermitteln. Diese können akustischer, visueller, haptischer oder vestibulärer Natur sein. Dabei sind haptische Signale solche, die über den Körper aufgenommen werden, wie z. B. Vibrationen. Über ein Organ im Innenohr wahrgenommene Informationen über Beschleunigungen und die Lage des Körpers werden als vestibuläre Reize bezeichnet. Auch GRANT [Gra95] findet unterschiedliche Definitionen, denen gemein ist, dass ein *Motion Cue* im Zusammenhang mit einem sensorischen Stimulus steht. Die Unterschiede in den Definitionen liegen dabei vor allem darin, dass zum Teil bereits einzelne Stimuli nur aufgrund ihrer Existenz als *Cue* bezeichnet werden, für andere die Stimuli jedoch erst in der Kombination verschiedener sensorischer Kanäle oder hinsichtlich ihrer Relevanz für die Flugaufgabe des Piloten zu einem *Motion Cue* werden. Zusammenfassend bezeichnen diese Definitionen die Wiedergabe realer Bewegungen durch akustische, visuelle, haptische und vestibuläre Signale als *Motion Cueing*. Vielfach werden jedoch auch ausschließlich die vestibulären Signale, welche durch eine Beschleunigung oder Lageänderung des Körpers Reize hervorrufen und den Fahrer damit bei seiner Fahraufgabe unterstützen, unter dem Begriff *Motion Cue* zusammengefasst [Gra95]. In Anlehnung an diese Definitionen wird in der vorliegenden Arbeit der Begriff *Cue* für jeglichen auf eine Fahrzeugbewegung hinweisenden Stimulus und der Begriff *Motion Cue* ausschließlich für vestibuläre Reize verwendet.

#### 2.1.2 Algorithmen

*Motion-Cueing*-Algorithmen (MCA) sind die Regelungsstrategien, welche die vestibulären Reize liefern. Dabei werden die von einer Fahrdynamiksimulation berechneten translatorischen Beschleunigungen und rotatorischen Winkelgeschwindigkeiten in Bewegungen abgebildet, die von der zur Verfügung stehenden Bewegungsplattform (s. Beispiele in Anhang A und B) umgesetzt werden können und dem Fahrer relevante Hinweise auf die aktuelle Fahrzeugbewegung liefern sollen. Auch hier existieren unterschiedliche Bezeichnungen, wie z. B. *Motion-Drive*-Algorithmus (MDA) [Gra02, Gra05] oder auch *Washout*-Filter (WF) [Gra97a, Zhi83], die aber alle denselben Algorithmientyp benennen. In dieser Arbeit wird der am weitesten verbreitete Begriff der *Motion-Cueing*-Algorithmen verwendet.

### 2.1.3 Phaseneinteilung

Im Allgemeinen werden die Bewegungsreize in drei Kategorien von *Motion Cues* eingeteilt, die verschiedene Bewegungsphasen betreffen:

- anfängliche *Cues*                      einsetzende oder hochfrequente Bewegungen (engl. *initial cues*; auch *onset* genannt)
- dauerhafte *Cues*                      anhaltende, niederfrequente Bewegungssignale, wie z. B. die Querschleunigung bei Kurvenfahrten (engl. *sustained cues*)
- verbindende *Cues*                      Übergangsphase zwischen anfänglichen und dauerhaften *Cues*; Bewegungen im mittleren Frequenzbereich; manchmal unterschieden in hochfrequente und niederfrequente verbindende *Cues* (engl. *transient cues*) [Baa86]

Diese Phasen spielen sowohl im Zusammenhang mit der Struktur der Algorithmen als auch im Bezug auf ihre Parametrierung eine wichtige Rolle, die im Laufe dieser Arbeit verdeutlicht wird.

### 2.1.4 Fehlertypen

Abhängig vom Fahrsignal, dem gewählten Algorithmus und den vom Arbeitsraum des Bewegungssystems vorgegebenen Randbedingungen können einzelne *Cues* nur teilweise oder auch gar nicht dargestellt werden. Die gewählte Strategie oder die Dynamik des Systems führen dann zu verzögerten oder gänzlich falschen Bewegungshinweisen für den Fahrer. Diese Fehlertypen sind ebenfalls von GRANT [Gra95] eingeteilt und vielfach in dieser Begrifflichkeit auch von anderen Autoren verwendet worden:

- falsche *Cues*                      *Motion Cues* mit falscher Wirkrichtung oder zu Zeitpunkten ohne vorgegebene Reize
- fehlende *Cues*                      fehlende Reize
- Phasenfehler                      zeitlich verzögerte Reize
- Skalierungsfehler                      spürbarer Amplitudenunterschied zwischen präsentierter und erwarteter (realer) Beschleunigung

Die Ursachen und Auswirkungen von *Motion-Cueing*-Fehlern sind ein wesentlicher Bestandteil der Diskussion in Kapitel 4.2.

### 2.1.5 Washout

Ein weiterer zentraler Begriff im Zusammenhang mit der Ansteuerung von Simulatoren ist der sogenannte *Washout*. Hiermit wird im Allgemeinen der Teil von *Motion-Cueing*-Algorithmen bezeichnet, der dafür sorgt, dass die Simulatorplattform stets in die Position zurückkehrt, von der aus die Bewegungsmöglichkeiten in alle Richtungen am größten sind. Dies ist in den

meisten Fällen auch die Ausgangsposition des Simulators. So werden z. B. konstante Eingangssignale mit der Zeit „ausgewaschen“.

### 2.1.6 Tilt Coordination

Die im folgenden Kapitel eingehend erläuterte Eigenschaft des menschlichen Vestibulärsystems, nicht zwischen translatorischen Beschleunigungen und einer geneigten Lage des Kopfes unterscheiden zu können, wird ausgenutzt, um andauernde Beschleunigungen (dauerhafte *Cues*) durch eine Änderung der Orientierung der Simulatorplattform darzustellen. Dieses Verfahren wird im Allgemeinen *Tilt Coordination* genannt.

### 2.1.7 In-the-Loop-Methoden

Für die Entwicklung und den Test von *Motion-Cueing*-Algorithmen sind drei grundsätzliche Herangehensweisen möglich: Die grundlegendste ist eine rein softwarebasierte Umsetzung einzelner oder mehrerer Komponenten (wie z. B. der Modellierung von Simulatordynamik oder menschlichen Wahrnehmungsmechanismen) und wird vor allem für die Weiterentwicklung und Parametrierungen von Algorithmen verwendet. Diese Methode wird in der vorliegenden Arbeit als *Software-in-the-Loop* bezeichnet. Tests oder Messungen am realen Simulator bei denen kein Fahrer aktiv beteiligt ist, werden *Hardware-in-the-Loop* genannt und dienen vor allem der Systemidentifikation oder dem grundsätzlichen Funktionstest von neuen Softwarekomponenten. Sie werden im Allgemeinen anhand von aufgezeichneten Fahrdaten, die als Eingangswerte für zu testende Algorithmen dienen oder auf der Basis von Trajektorienvorgaben durchgeführt. Die dritte Methode ist die Feineinstellung von Algorithmusparametern oder die subjektive Bewertung der Bewegungsrückmeldung durch interaktive Fahrten im Simulator und wird als *Driver-in-the-Loop* bezeichnet (vgl. a. [Neu09]).

## 2.2 Bewegungswahrnehmung

Wie im letzten Abschnitt beschrieben, zielt das *Motion Cueing* darauf ab, dem Fahrer in einer virtuellen Umgebung möglichst so viele Stimuli zu liefern wie er benötigt, um seine Fahraufgabe in gleicher Weise zu bewältigen wie in der Realität. Dazu ist es von zentraler Bedeutung,

- a) was der Fahrer an Bewegung präsentiert bekommt und
- b) wie er diese wahrnimmt.

Um die Stimuli sinnvoll und entsprechend den technischen Möglichkeiten auszuwählen, müssen die menschlichen Strategien der Bewegungswahrnehmung genauer betrachtet werden. Im folgenden Abschnitt sind daher die menschlichen Organe und Funktionen zur Bewegungswahrnehmung eingehend erläutert.

### 2.2.1 Menschliche Wahrnehmungssysteme

Der Mensch identifiziert seine aktuelle Position und Bewegung im Raum, indem er unterschiedlichste Informationen aufnimmt, bewertet und miteinander in Beziehung setzt. Dazu bedient er sich folgender Wahrnehmungssysteme bzw. Sinneskanäle:

- des auditiven Systems (Ohr)
- des visuellen Systems (Auge)
- des somato-sensorischen Systems (Haut, Muskeln, Gelenke, Sehnen)
- des vestibulären Systems (Gleichgewichtsorgan)

Bei der Integration der zur Verfügung stehenden Informationen kommt es immer wieder zu Konflikten, da diese oftmals widersprüchlich, mehrdeutig oder unvollständig sind. Im Allgemeinen werden aber im Integrationsprozess gerade die Schwächen einzelner Systeme ausgeglichen, da fehlende oder mehrdeutige Informationen eines Systems aus anderen Quellen ergänzt werden können. Für die Fahrsimulation bedeutet dies, dass nicht alle *Cues* perfekt sein müssen. Sie sollten nur auf die Eigenschaften der einzelnen Wahrnehmungskanäle abgestimmt sein und ein passendes Gesamtbild ergeben. Widersprechen sich die Informationen jedoch zu sehr, kann dies leicht zu Orientierungsschwierigkeiten oder sogar Übelkeit der Fahrer führen. Im Folgenden werden die Eigenschaften der unterschiedlichen Systeme erläutert. Dabei liegt der Fokus auf der Beschleunigungswahrnehmung und damit auch auf der Beschreibung des vestibulären Systems als wichtigstem Sinneskanal für diese Informationen.

#### Akustische Wahrnehmung

Dass akustische *Cues* wie z. B. Motoren oder Windgeräusche eine gute Unterstützung für die Beurteilung von Geschwindigkeiten bieten, ist unstrittig, die genaue Bedeutung dieses Sinneskanals für die Bewegungswahrnehmung ist jedoch noch nicht sehr ausgiebig erforscht. Einen grundsätzlichen Einfluss des auditiven Kanals konnten VÄLJAMÄE ET AL. nachweisen, ebenso wie die positive Verstärkung von visuellen Bewegungseindrücken durch bewegte Bilder [Väl05].

#### Visuelle Wahrnehmung

Die kontinuierliche Variation der visuellen Umgebung erzeugt einen Bewegungseindruck (*vection*), der jedoch zunächst nicht eindeutig ist. Ohne weitere Informationen aus anderen Sinneskanälen oder einen erdfesten Bezugspunkt kann nicht zwischen einer Eigenbewegung und einer beobachteten Bewegung unterschieden werden. Das bekannteste Beispiel für diesen Effekt sind die zwei nebeneinander stehenden Züge, von denen einer losfährt; der in einem der beiden Züge sitzende Beobachter kann zunächst nicht feststellen, welcher von beiden sich bewegt. Die Aussagekraft der visuellen Informationen hängt zudem von der Komplexität der Umgebungsstruktur ab [Tel02a]. So ist die Geschwindigkeitsschätzung auf einer Allee z. B. präziser als auf einer Straße ohne Bäume. Im Allgemeinen ist die visuelle Wahrnehmung zuverlässiger als andere Wahrnehmungsquellen [But06], weist dabei allerdings eine Tiefpass-Charakteristik auf: Während bei der Positions- und Geschwindigkeitsschätzung wesentlich auf die visuellen Informationen zurück gegriffen wird, ist eine Wahrnehmung von



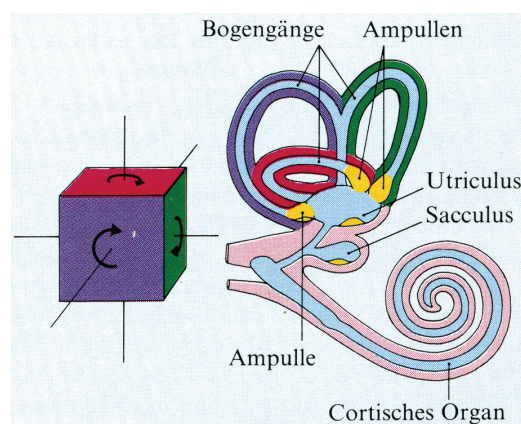
Beschleunigungen (also Geschwindigkeitsänderungen) visuell nur mit großer Zeitverzögerung möglich [War95].

### Somato-sensorische Wahrnehmung

Das somato-sensorische System umfasst alle propriozeptiven Rezeptoren (Haut, Muskeln, Sehnen und Gelenke). Die Wahrnehmung über die Haut ist auch unter dem Begriff Haptik bekannt. Zusammen mit dem vestibulären System dient es in erster Linie der Beschleunigungswahrnehmung. Während über die Gelenkstellungen und passiven Dehnungen der Muskeln auf die Körperlage sowie Lageänderungen rückgeschlossen werden kann, werden über die unter der Hautoberfläche befindlichen Rezeptoren Drücke und Druckänderungen wahrgenommen [Tie73]. Diese wiederum enthalten eine implizite Information über die auf den Körper wirkenden Kräfte und damit auch über die Beschleunigungen. So kann man z. B. anhand des Druckes zwischen Rücken, Beinen, Gesäß und dem Autositz indirekt auch auf die aktuelle Beschleunigung des Fahrzeugs schließen. Für die Wahrnehmung von Lageänderungen wichtige Organe sind die Golgi-Rezeptoren, welche sich in den Gelenkbändern befinden und durch ihre hohe Ruckempfindlichkeit zu einer schnellen Informationsaufnahme beitragen.

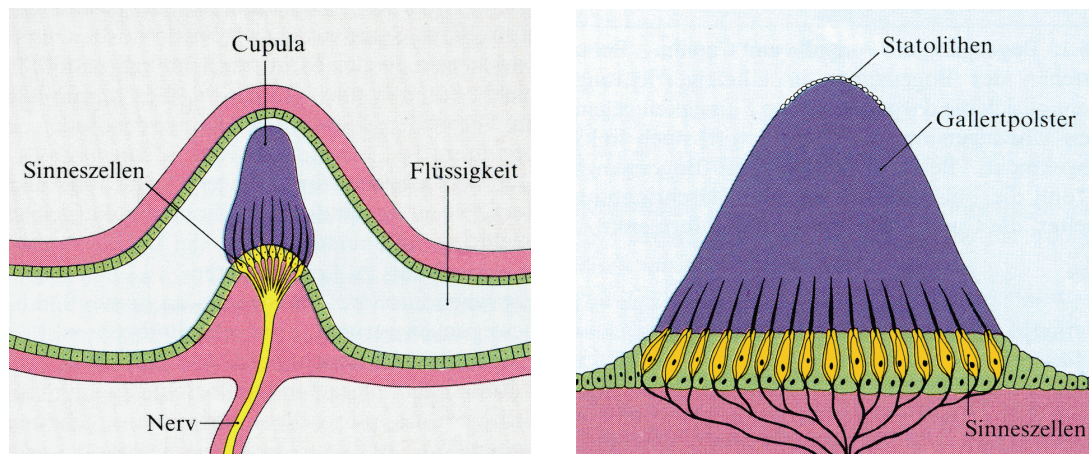
### Vestibuläre Wahrnehmung

Der Vestibulärapparat befindet sich im Innenohr des Menschen und besteht aus zwei wesentlichen Teilen: Den Bogengängen (auch semizirkuläres System genannt) und den als Otolithen zusammengefassten Kammern Utriculus und Sacculus (Abbildung 2-1).



**Abbildung 2-1: Vestibulärsystem im Innenohr [Mir85]**

Die drei mit einer als Endolymphe bezeichneten, viskosen Flüssigkeit gefüllten Bogengänge sind genau orthogonal zueinander angeordnet und sind so optimal dazu geeignet, Drehbewegungen wahrzunehmen. Eine Drehbeschleunigung führt durch die Trägheit der Endolymphe gegenüber der Bogengangswand zu einer Strömung, die gegen die Cupula drückt, welche sich in der Ampulle befindet und den entsprechenden Bogengang abschließt (s. Abbildung 2-2 links). So werden die in der Cupula befindlichen Sinneszellen angeregt. Über das Nervensystem gelangt die Information zum Gehirn, wo die Impulse als rotatorische Beschleunigung interpretiert werden. Aufgrund seines stark gedämpften Tiefpassverhaltens misst dieser Teil des vestibulären Systems laut BENSON ET AL. [Ben89] bei höherfrequenten Drehbewegungen ( $> 0,1$  Hz) jedoch eher die Winkelgeschwindigkeit als die Beschleunigung.



**Abbildung 2-2: Aufbau der Cupula (links) und Makula (rechts) [Mir85]**

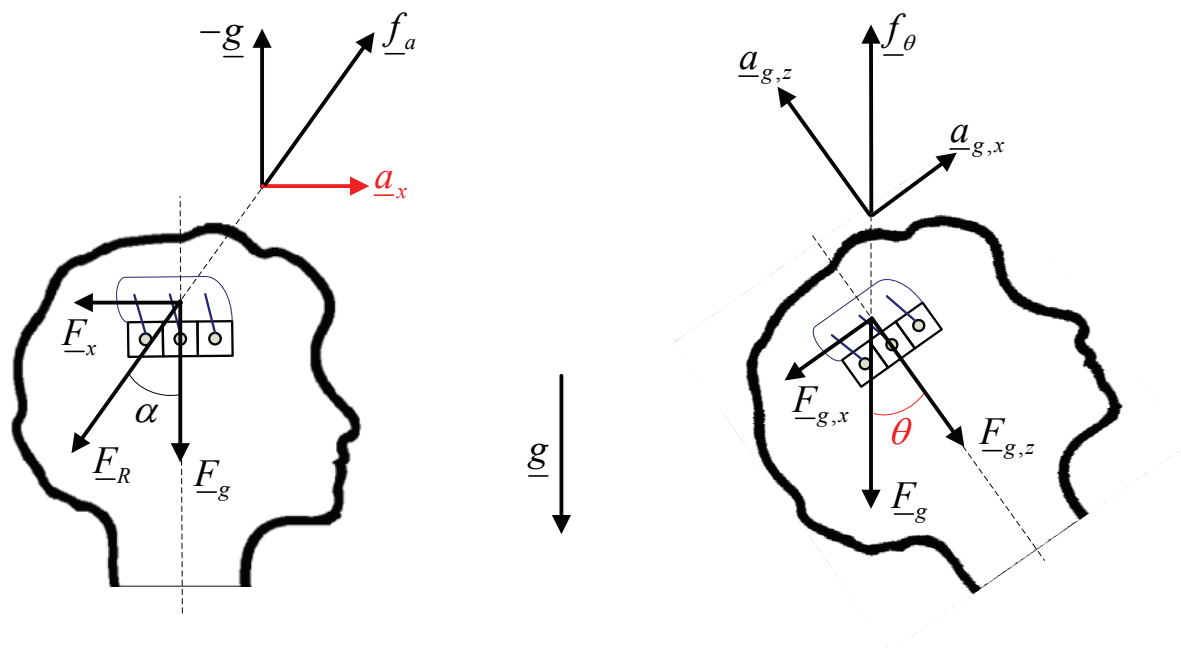
In den beiden Otolithen-Kammern befindet sich jeweils ein Makulaorgan, welches ähnlich aufgebaut ist wie die Cupula. Anders als diese schließt es jedoch die Kammern nicht ab und seine Gallertmasse ist zusätzlich mit Statolithen (Kalkkonkrementen) durchsetzt, welche ein höheres spezifisches Gewicht aufweisen als die sie umgebende Gallertschicht. Durch den Einfluss der Schwerkraft werden die Statolithen im stationären Zustand immer in der tiefstmöglichen Stellung gehalten. Wird die Gravitation durch andere translatorischen Beschleunigungen überlagert, bewegen sie sich in Richtung der resultierenden Kraft. Die durch die Scherung der Sinneshaare ausgelösten Reize sind proportional zum Winkel zwischen dieser Wirkkraft und der Normalen der Makula. Jede Makula hat zwei orthogonal zueinander angeordnete Freiheitsgrade. So ist eine annähernd lineare, hoch empfindliche Beschleunigungsmessung sowohl für vertikale (im Sacculus) als auch für horizontale (im Utriculus) Beschleunigungen möglich [Tie73]. Die für die Reizauslösung bestimmende Größe ist die auf den menschlichen Körper wirkende so genannte spezifische Kraft  $\underline{f}$ , welche sich aus der Überlagerung der Gravitation  $\underline{g}$  und zusätzlicher translatorischer Beschleunigungen  $\underline{a}$  ergibt. Da sie per Definition im freien Fall zu Null werden muss, ergibt sich folgende Berechnungsvorschrift:

$$\underline{f} = \underline{a} - \underline{g} \quad (2.1)$$

Anschaulicher ist dies anhand der real wirkenden Kräfteaddition aus Gravitationskraft  $F_g$  und Trägheitskraft  $F_x = -m \cdot a_x$  zu erklären (Abbildung 2-3 links). Die spezifische Kraft ist demnach die wahrgenommene Beschleunigung, die aus der Auslenkung der Makula durch die Wirkkraft  $F_R$  resultiert (Gleichung (2.2)).

$$\underline{f}_a = -\frac{\underline{F}_R}{m} \quad (2.2)$$

Mit dieser Messgröße ist eine Schwäche der vestibulären Wahrnehmung verbunden: Lageänderungen um die Quer- oder Längsachse sind nicht von translatorischen Beschleunigungen zu unterscheiden. Dieser Sachverhalt soll mithilfe von Abbildung 2-3 verdeutlicht werden.



**Abbildung 2-3: Wahrgenommene spezifische Kraft  $\underline{f}$  bei einer ursächlichen translatorischen Beschleunigung  $\underline{a}_x$  (links) bzw. einer rotatorischen Lageänderung  $\theta$  (rechts) (nach [Fis05])**

Bei einer um den Winkel  $\theta$  gekippten Position hat die Gravitationskraft bezogen auf die Makula Wirkkomponenten in unterschiedlichen Richtungen, die sich zu  $F_{g,x} = -m \cdot g \cdot \sin \theta$  und  $F_{g,z} = m \cdot g \cdot \cos \theta$  ergeben. Wird nun  $\theta$  so gewählt, dass sich die Wirkkraftkomponente  $F_{g,x}$  betragsmäßig äquivalent zu der Trägheitskraft  $F_x$  ergibt (s. Abbildung 2-3 links), so gilt:  $a_{g,x} = g \cdot \sin \theta = a_x$ ,  $a_{g,z} = -g \cdot \cos \theta \approx -g$  sowie  $f_\theta \approx f_a$ . Das vestibuläre System interpretiert die gekippte Lage dementsprechend als translatorische Beschleunigung. Nach MITTELSTÄDT [Mit83] tritt dieser Effekt jedoch nur für Winkel bis zu 20-30 ° auf, was einer translatorischen Beschleunigung von 0,34-0,5 g entspricht. Bei größeren Winkeln gilt die Näherung für die entlang der Körperachse wirkenden Gravitationskomponente  $a_{g,z}$  nicht mehr und eine Abweichung von  $F_{g,z}$  zur Erdanziehungskraft wird zunehmend wahrgenommen. Dieser Zusammenhang ist als Aubert-Effekt bekannt.

Die Reizauslösung in der Makula wird vor allem durch eine Änderung der Wirkrichtung von  $F_R$  ausgelöst. Daher ist es insbesondere für hochfrequente Signale empfindlich. Bei niederfrequenten oder zeitkonstanten Anregungen nimmt die Reizamplitude mit steigender Einwirkzeit ab. Dieses Adaptionverhalten erklärt auch die grundsätzlich nicht vorhandene Wahrnehmung der ständig wirkenden Erdbeschleunigung. Die Richtungsempfindlichkeit für die vestibulär wahrgenommenen translatorischen Beschleunigungen ist allerdings um den Faktor zehn kleiner als die des visuellen Systems [War95].

### 2.2.2 Weitere Wahrnehmungsmechanismen

Neben den beschriebenen grundsätzlichen Funktionen der menschlichen Systeme zur Bewegungswahrnehmung gibt es noch einige systemunabhängige Mechanismen, die die Wahrnehmung beeinflussen und die an dieser Stelle kurz betrachtet werden sollen.

## Integration

Ein weiterer, auf der Ebene der zentralen Reizverarbeitung angesiedelter Mechanismus ist die Integration der unterschiedlichen Bewegungsreize. Da beinahe alle Informationen redundant vorliegen, diese jedoch unvollständig, mehrdeutig oder sogar widersprüchlich sein können, müssen die Informationen der unterschiedlichen Rezeptoren (Tabelle 2-1) gewichtet und einzelne Größen gegebenenfalls geschätzt werden, um eine sinnvolle Bewegungsinformation herauszufiltern. Auf diesem Wege können allerdings auch die oben beschriebenen Schwächen einzelner Systeme durch die Informationen der anderen kompensiert werden.

**Tabelle 2-1: Integrierte Wahrnehmung der translatorischen und rotatorischen Bewegungsgrößen auf der Basis unterschiedlicher Reize [Adv02, Tie73]**

	Auslösender Reiz	Rezeptor	Wahrgenommene Größe
Translation	Eigenbewegung	vestibulär	Beschleunigung $\underline{a}$
	Eigenbewegung	propriozeptiv	
	Bildänderung	visuell	Geschwindigkeit $\underline{v}$
	Vibrationen	taktil	
	Geräusche	auditiv	
	Bild	visuell	Position $\underline{d}$
Rotation	Eigenbewegung	vestibulär	Drehgeschwindigkeit $\underline{\omega}$
	Bildänderung	visuell	
	Bild	visuell	Orientierung $\underline{\beta}$
	Körperlage	propriozeptiv	

## Adaption

Die Adaption ist bereits im Zusammenhang mit der vestibulären Wahrnehmung erwähnt worden, findet sich jedoch auch bei anderen Systemen wieder. So tritt z. B. auch bei schnellen Autobahnfahrten eine Gewöhnung an den beständig hohen optischen Fluss ein, was daran festzustellen ist, dass eine direkt anschließende Stadtfahrt als verhältnismäßig langsam empfunden wird. Diese Anpassung an andauernde Reize beinhaltet eine Informationsreduktion, wodurch die Sensibilität für Veränderungen erhöht wird.

## Simulatorkrankheit

Als Simulatorkrankheit wird die in künstlichen Realitäten auftretende Form der Bewegungskrankheit (Kinestose) bezeichnet. In anderen Zusammenhängen ist sie auch als Reise- oder Seekrankheit bekannt und kann eine Vielzahl von Symptomen hervorrufen: Von leichten Beschwerden wie einer Überanstrengung der Augen, Schläfrigkeit und Schweißausbrüchen über Kopfschmerzen, Schwindel und Übelkeit bis hin zu Gleichgewichtsstörungen und Erbrechen [Dre04].

Eine allgemein anerkannte Erklärung für die Ursachen der Simulatorkrankheit ist die Sensorkonflikt-Theorie von REASON [Rea75]. Diese besagt, dass Symptome der Simulatorkrankheit genau dann auftreten, wenn Widersprüche bei der Integration der unterschiedlichen sensorischen Informationen auftreten. Am häufigsten kommt es dabei zu einem Konflikt zwischen der vestibulären und der visuellen Wahrnehmung. Ein bekanntes Problem ist die Statik der visuellen Informationen im Inneren eines Schiffes bei gleichzeitiger Bewegungsempfindung über das Gleichgewichtsorgan. Der umgekehrte Fall tritt in einem Simulator ohne Bewegungssystem auf: hier wird visuell Bewegung wahrgenommen während der Körper physikalisch in Ruhe ist. Diese Theorie erklärt auch, warum im Allgemeinen die Simulatorkrankheit in statischen Simulatoren höher ist als in solchen mit Bewegungssystem [Gra86]. Die Anfälligkeit für Simulatorkrankheit hängt jedoch ebenso sehr von den Eigenschaften der gesamten Simulationsumgebung und den einzelnen Probanden ab. Durch gezieltes Training kann die Anfälligkeit bei den meisten Personen stark reduziert werden [Hof03].

### Wahrnehmungsschwellen

Ein viel diskutiertes und für das *Motion Cueing* sehr wichtiges Thema sind die Wahrnehmungsschwellen. GROEN UND JONGKEES [Gro48] haben festgestellt, dass offensichtlich ein konstanter Schwellwert für die minimale wahrnehmbare Winkelgeschwindigkeit existiert. Die Winkelbeschleunigungen dagegen haben eine frequenzabhängige Wahrnehmungsschwelle, wie sowohl HOSMAN UND VAN DER VAART [Hos78] als auch BENSON ET AL. [Ben89] zeigen konnten. Beide Experimente wurden in völliger Dunkelheit durchgeführt, ebenso wie der Versuch von MESLAND ET AL. [Mes98], in welchem die Wahrnehmungsschwelle für Rotationen um die Querachse untersucht worden ist. Laut VALENTE PAIS ET AL. [Val07] ist die zum Teil erhebliche Variation der ermittelten Schwellwerte (Tabelle 2-2 links) wahrscheinlich auf die unterschiedlichen Versuchsaufbauten sowie die verwendeten Messmethoden zurückzuführen.

In Verbindung mit einem zusätzlichen visuellen Reiz wurden in einer Vielzahl von Versuchen [Rey99, Rey00a, Nah90, Nor94, Gro04] deutlich größere Wahrnehmungsschwellen für die Winkelgeschwindigkeiten nachgewiesen (Tabelle 2-2 rechts). GROEN UND BLES [Gro04], die als erste systematisch versuchen, die Bewegungswahrnehmung in Zusammenhang mit Drehbewegungen zu untersuchen, vermuten, dass die Drehungen bei kleineren Amplituden aufgrund des visuellen Signals zunächst als lineare Beschleunigungen interpretiert werden. Doch auch zusätzliche, ablenkende *Motion Cues* können eine Anhebung der Schwellwerte bewirken [Val07, Gro04, Gre88]. Eine weitere wichtige Einflussgröße ist die Erwartung des Probanden. Dies konnte WERTHEIM [Wer01] in einer Studie nachweisen, bei der die Probanden unterschiedliche Bewertungen über die Stärke der Bewegungseindrücke abgaben, je nachdem ob sie das Bewegungssystem vorher gesehen hatten oder nicht. Eine grundsätzliche Ursache für die Existenz von Wahrnehmungsschwellen sehen HOSMAN UND VAN DER VAART [Hos78] in einem Signalrauschen auf neuronaler Ebene im menschlichen Nervensystem.

Tabelle 2-2: Wahrnehmungsschwellen bei Dunkelheit (links) und mit Visualisierung (rechts)

	Bei Dunkelheit			Mit Visualisierung			
Kenn- größe <sup>1</sup>	HOSMAN UND V. D. VAART 1978 [Hos78]	BENSON ET AL. 1989 [Ben89]	MESLAND ET AL. 1998 [Mes98]	REID UND NAHON 1985 [Rei85]	DIV. [Nah90, Nor94, Gro04]	REYMOND ET AL. 1999 [Rey99]	REYMOND UND KEMENY 2000 [Rey00a]
$\ddot{x}$	0,04...0,085	0,063		0,17			0,05
$\ddot{y}$		0,057		0,17			
$\ddot{z}$		0,154		0,28			
$\dot{\phi}$		2,04		3,0	3,0	2,04	
$\dot{\theta}$		2,07	0,5	3,6			
$\dot{\psi}$		1,2		2,6			
$\ddot{\phi}, \ddot{\theta}, \ddot{\psi}$	0,03...0,065					0,3	0,3

Die Adaption der Sinne an konstante äußere Einflüsse, die Integration verschiedener Reize, das Auftreten von Simulatorkrankheit und die Existenz von Wahrnehmungsschwellen sind sehr komplexe Mechanismen, die wissenschaftlich nachgewiesen wurden, jedoch bisher noch nicht vollständig erklärt und modelliert werden konnten. Gleichwohl kann eine gute Näherung der erkennbaren Effekte durch die im Folgenden beschriebenen Modelle erreicht werden.

### 2.2.3 Modellbildung

Da sich die Bewertung der Güte eines *Motion-Cueing*-Algorithmus immer auf die durch diesen erzeugten, wahrnehmbaren Beschleunigungen bezieht, muss für jegliche in einer *Software-In-the-Loop*-Simulation durchgeführten Analyse letztendlich auch die menschliche Wahrnehmung betrachtet werden. Dies ist nur über eine geeignete mathematische Beschreibung der wichtigsten Wahrnehmungsfunktionen umzusetzen. Im Folgenden sind daher ausführlich in der Literatur angegebene Modelle beschrieben. Da über das *Motion Cueing* hauptsächlich vom Vestibulärapparat wahrnehmbare Reize erzeugt werden, konzentriert sich die Darstellung auf die entsprechenden Modelle. Ein kurzer Abschnitt beschäftigt sich darüber hinaus mit der Modellierung von visuellen Funktionen der Bewegungswahrnehmung.

<sup>1</sup>  $\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$  : translatorische Beschleunigungen in m/s<sup>2</sup>;  $\dot{\phi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}$  : rotatorische Geschwindigkeiten in °/s;

$\ddot{\phi}, \ddot{\theta}, \ddot{\psi}$  : rotatorische Beschleunigungen in °/s<sup>2</sup>

### Modellierung der Bogengänge

Der erste und einfachste Ansatz zur Modellierung der Bogengänge (SCC; engl. *semicircular canals*) im menschlichen Innenohr stammt von STEINHAUSEN [Ste31], der die Bogengänge als ein einfaches, überkritisch gedämpftes Torsionspendel beschrieb. Die Auslenkung der Cupula wird, wie bereits ausführlicher beschrieben, über die Haarzellen wahrgenommen und als Winkelgeschwindigkeit  $\hat{\omega}_{sc}$  interpretiert. Die Übertragungsfunktion (ÜTF) der Bogengänge wird als Verhältnis zwischen dieser Größe und der ursächlichen Anregung durch die Winkelbeschleunigung  $\dot{\omega}$  angegeben und ist in Gleichung (2.3) als Funktion im Frequenzbereich mit den Zeitkonstanten  $\tau_1$  und  $\tau_2$  sowie der statischen Verstärkung  $k$  dargestellt. Die von STEINHAUSEN verwendeten Parameterwerte sind in Tabelle 2-3 angegeben.

$$H_{SCC,1} = \frac{\hat{\omega}_{sc}}{\dot{\omega}} = \frac{k}{(\tau_1 \cdot s + 1) \cdot (\tau_2 \cdot s + 1)} \quad (2.3)$$

Zuerst YOUNG UND OMAN [You69], etwas später auch MALCOLM UND MELVILLE [Mal70] erweiterten diese Funktion um einen Term mit der Zeitkonstante  $\tau_A$ , der die Adaptionseffekte bei anhaltenden Winkelbeschleunigungen beschreibt:

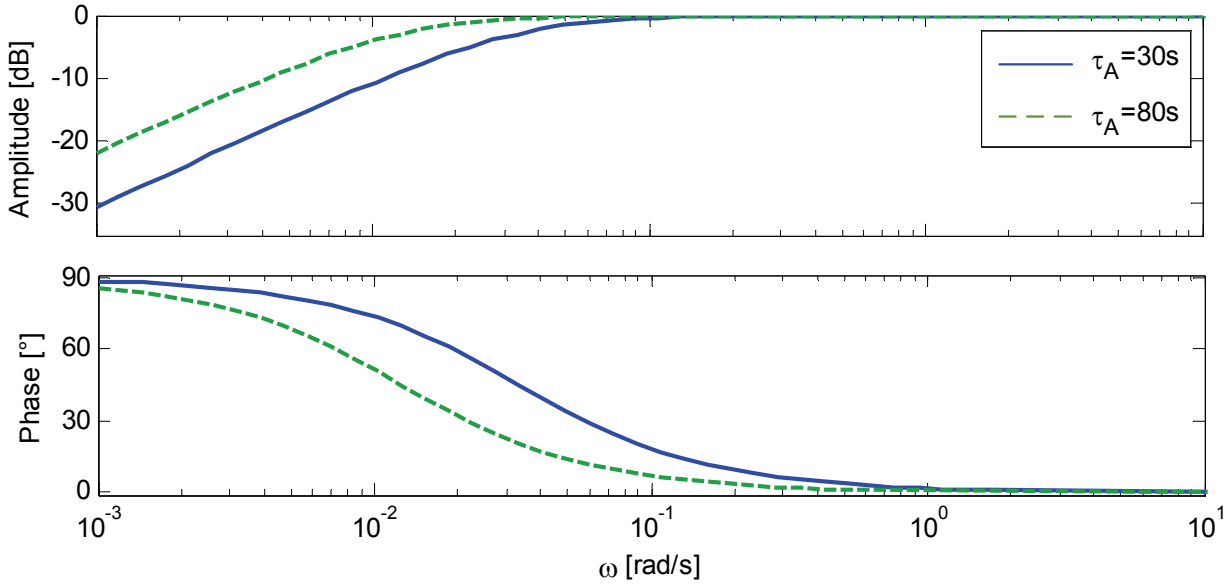
$$H_{SCC,2} = H_{SCC,1} \cdot \frac{\tau_A \cdot s}{(\tau_A \cdot s + 1)} \quad (2.4)$$

Dieses Modell ist das am häufigsten zur Beschreibung der Bogengänge verwendete (s. a. [Rei85, Bor79]).

Nach Versuchen an Affen ist von GOLDBERG UND FERNANDEZ [Gol71] die Empfindlichkeit der Sinneszellen auf die Änderung der Cupula-Position mithilfe der Zeitkonstanten  $\tau_L$  in der Übertragungsfunktion der Bogengänge berücksichtigt worden:

$$H_{SCC,3} = H_{SCC,2} \cdot (\tau_L \cdot s + 1) = \frac{k \cdot (\tau_L \cdot s + 1)}{(\tau_1 \cdot s + 1) \cdot (\tau_2 \cdot s + 1)} \cdot \frac{\tau_A \cdot s}{(\tau_A \cdot s + 1)} \quad (2.5)$$

HOSMAN UND VAN DER VAART [Hos78] verdeutlichen jedoch, dass diese Übertragungsfunktion für kleine Winkel eine annähernd lineare Charakteristik aufweist und dass die Adaptionseffekte mit einer Zeitkonstante von  $\tau_A \approx 80$  s bei der Steueraufgabe der Piloten und den dabei vorkommenden Kreisfrequenzen der Kopfbewegungen (0,1-10 rad/s) keine Rolle spielen. In anderen Arbeiten ist auch der Wert  $\tau_A \approx 30$  s zu finden (siehe Tabelle 2-3). Mit beiden Werten ist jedoch kein entscheidender Einfluss des Adaptionsterms für den benannten Frequenzbereich ersichtlich, was anhand des zugehörigen Bode-Diagramms in Abbildung 2-4 veranschaulicht wird (Amplitudenverstärkung ungefähr eins; Phase vernachlässigbar).



**Abbildung 2-4: Bode Diagramm des Adaptionsterms im Modell der Bogengänge**

Auch  $\tau_2$  als kleinere der beiden Zeitkonstanten der Ausgangsfunktion wird in Bezug auf den Einfluss im interessierenden Frequenzbereich als vernachlässigbar angesehen. Demnach vereinfacht sich Gleichung (2.5) zu:

$$H_{SCC,4} = k \cdot \frac{(\tau_L \cdot s + 1)}{(\tau_1 \cdot s + 1)} \quad (2.6)$$

HOSMAN UND VAN DER VAART empfehlen die Verwendung dieses vereinfachten Modells für die Optimierung von *Motion-Cueing*-Algorithmen und Pilotenmodellen. Es ist jedoch fraglich, ob diese Annahmen (insbesondere bezüglich  $\tau_2$ ) ebenso für den Bereich des bodengebundenen Verkehrs gilt, da hier andere, zum Teil sehr hochfrequente Bewegungskomponenten in einzelnen Fahrmanövern auftreten.

In der Literatur werden die genannten Übertragungsfunktionen bisweilen auch mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  als Eingangsgröße verwendet. Gemäß den regelungstechnischen Gesetzmäßigkeiten des Frequenzbereiches ergibt sich mit  $\hat{\omega} = \omega \cdot s$  folgende Veränderung der Modellgleichungen (2.3) bis (2.6):

$$H_{SCC,i}^* = \frac{\hat{\omega}_{SCC}}{\omega} = H_{SCC,i} \cdot s \Big|_{i=1 \dots 4} \quad (2.7)$$

Für alle vorkommenden Parameter ist eine Auswahl von verwendeten Modellen und Parameterwerten in Tabelle 2-3 gegeben.



**Tabelle 2-3: Parameterwerte für Modelle der Bogengänge;  $\tau$  in s;  $k$  einheitenlos**

Quelle	STEINHAUSEN 1931 [Ste31]	MAYNE 1974 [May74]	BORAH ET AL. 1977 [Bor79]	HOSMAN UND V. D. VAART 1978 [Hos78]	REID UND NAHON 1985 [Rei85]	WENTINK 2005 [Wen06]
Modell	$H_{SCC,1}$	$H_{SCC,1}$	$H_{SCC,2}$	$H_{SCC,4}$	$H_{SCC,2}$	$H_{SCC,4}$
$k$	5	8...15	10	5,9	$k_\varphi = 6,21$ $k_\theta = 5,41$ $k_\psi = 10,3$	5,9
$\tau_1$	5	8...15	10	5,9	$\tau_\varphi = 6,1$ $\tau_\theta = 5,3$ $\tau_\psi = 10,2$	5,9
$\tau_2$	0,004	0,01...0,018	0,005	-	0,1	-
$\tau_A$	-	-	30	(80)	30	-
$\tau_L$	-	-	-	0,1	-	0,11

### Modellierung der Otolithen

Der grundsätzliche Modellansatz für die mathematische Beschreibung der Otolithen (OTO; engl. *otoliths*) entspricht einem überkritisch gedämpften Feder-Dämpfer-System, welches die zur wahrgenommenen spezifischen Kraft  $\hat{f}_{oto}$  proportionale Auslenkung der Makula in Relation zu einer Anregung durch eine spezifische Kraft  $f$  (s. a. Abbildung 2-3) beschreibt:

$$H_{OTO,1} = \frac{\hat{f}_{oto}}{f} = \frac{K}{(T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_2 \cdot s + 1)} \quad (2.8)$$

Die aus diesem Ansatz resultierende Übertragungsfunktion hat dieselbe Form wie das zuvor dargestellte Modell der Bogengänge (vgl. Gleichung (2.3)). Zwecks einer besseren Unterscheidbarkeit werden für die Beschreibung der Otolithen Großbuchstaben gewählt. YOUNG UND MEIRY [You67] konnten dank modernerer Messtechniken und Methoden den Einfluss der neuronalen Signalverarbeitung nachweisen und das Modell um einen entsprechenden Term mit der Zeitkonstante  $T_L$  erweitern:

$$H_{OTO,2} = H_{OTO,1} \cdot (T_L \cdot s + 1) \quad (2.9)$$

Von einigen weiteren Ansätzen ist vor allem das Modell von GOLDBERG UND FERNANDEZ [Gol71] erwähnenswert, welches später auch von CRANE UND DEMER [Cra99] verwendet wurde. Dieses berücksichtigt sowohl die Adaptionsmechanismen der Makula bei lang andauernden Eingangssignalen (Zeitkonstante  $T_A$ , Verstärkungsfaktor  $K_A$ ) als auch die

nichtlineare Geschwindigkeitsempfindlichkeit des Organs (Zeitkonstante  $T_V$ , Verstärkungsfaktor  $K_V$ ).

$$H_{OTO,3} = \frac{K_A \cdot T_A \cdot s + 1}{(T_A \cdot s + 1)} \cdot \frac{K_V \cdot (T_V \cdot s)^{K_V} + 1}{(T_1 \cdot s + 1)} \quad (2.10)$$

KRAMER [Kra04] kann zeigen, dass diese Übertragungsfunktion für bestimmte Anregungen durch einen Hochpass mit ausschließlich rationalen Elementen angenähert werden kann. Im Allgemeinen ist dieser Ansatz jedoch aufgrund des irrationalen Terms mathematisch für die Piloten- oder Fahrermodellierung schwer handhabbar.

HOSMAN UND VAN DER VAART [Hos78] stufen die Einflüsse der Adaption sowie der kleineren Zeitkonstante  $T_2$  ähnlich wie bei der Modellierung der Bogengänge als vernachlässigbar ein. Die resultierende Übertragungsfunktion der Otolithen gleicht in ihrer Struktur der des vereinfachten Modells der Bogengänge (vgl. Gleichung (2.6)):

$$H_{OTO,4} = K \cdot \frac{(T_L \cdot s + 1)}{(T_1 \cdot s + 1)} = K \cdot \left( 1 + \underbrace{\frac{T_L - T_1}{T_1} \cdot \frac{T_1 \cdot s}{(T_1 \cdot s + 1)}}_{\text{Ruckempfindlichkeit}} \right) \quad (2.11)$$

Dieser Ansatz lässt sich in einen linearen, der Eingangsgröße proportionalen Teil und einen dynamischen Einfluss unterteilen. Die Dynamik zeigt eine Hochpasscharakteristik, aus der eine hohe Empfindlichkeit für Rucke, also hochfrequente Änderungen der Beschleunigung, abgeleitet werden kann [Wen06]. Einige typische, von den Wissenschaftlern experimentell ermittelte oder anhand entsprechender Daten abgeglichene Werte der Modellparameter sind in Tabelle 2-4 aufgeführt.

**Tabelle 2-4: Parameterwerte für Modelle der Otolithen;  $T$  in s;  $K$  einheitenlos**

Quelle	MAYNE 1974 [May74]	MAYNE 1974 [May74]	BORAH ET AL. 1977 [Bor79]	HOSMAN 1978 [Hos78]	REID UND NAHON 1985 [Rei85]	WENTINK 2005 [Wen06]
Modell	$H_{OTO,1}$	$H_{OTO,2}$	$H_{OTO,4}$	$H_{OTO,2/4}$	$H_{OTO,2}$	$H_{OTO,4}$
$K$	kF	0,4	45,0	1,0	0,4	1,0
$T_1$	10,0	5,26	5,0	0,5	5,33	0,12
$T_2$	0,66	0,66	-	(0,016)	0,66	-
$T_L$	-	13,16	10,0	1,0	13,2	0,3

### Modellierung weiterer Wahrnehmungssysteme

Einen sehr guten Überblick über die Modellierung verschiedener weiterer Mechanismen zur Bewegungswahrnehmung ist bei WENTINK [Wen06] zu finden. Dort werden u. a. auch die

im Folgenden zusammengefassten Modelle zur Beschreibung des optischen Flusses, der translatorischen sowie der rotatorischen Geschwindigkeitswahrnehmung erläutert. Viele der im Folgenden aufgeführten Modelle gehen auf die Arbeit von VAN DER STEEN zurück [Ste98].

Der optische Fluss eines sich relativ zum Beobachter bewegenden Objektes liefert Informationen über die eigene Geschwindigkeit. Bei einer einfachen Modellierung dieses Effektes nach HOSMAN [Hos96] wird davon ausgegangen, dass die visuell wahrgenommene Eigengeschwindigkeit der realen entspricht und lediglich zeitverzögert erfasst wird, wobei die Höhe dieser Verzögerung davon abhängt, ob die umgebenden Objekte sich vorwiegend im zentralen ( $c$ ) oder im peripheren ( $p$ ) Sichtbereich befinden:

$$\hat{\underline{v}}_{vis} = e^{-\Delta t_i s} \cdot \underline{v}_H \Big|_{i \in \{p, c\}} \quad (2.12)$$

$$\hat{\underline{\omega}}_{vis} = e^{-\Delta t_i s} \cdot \underline{\omega}_H \Big|_{i \in \{p, c\}} \quad (2.13)$$

mit  $\Delta t_c = 0,15$  s und  $\Delta t_p = 0,09$  s

Die visuell-vestibuläre Interaktion führt zu den resultierend wahrgenommenen Geschwindigkeiten. Aus den vestibulär wahrgenommenen Beschleunigungen lassen sich über eine verlustbehaftete Integration (mittels *Leakage*-Integrator) die aus diesen Informationen ableitbaren Geschwindigkeiten berechnen:

$$\hat{\underline{v}}_{oto} = \hat{\underline{f}}_{oto} \cdot \frac{\tau_I}{\tau_I \cdot s + 1} \quad (2.14)$$

mit  $\tau_I = 8$  s

Die letztendlich wahrgenommenen Geschwindigkeiten werden durch

$$\hat{\underline{v}}_{res} = (\hat{\underline{v}}_{vis} - \hat{\underline{v}}_{oto}) \cdot \frac{1}{\tau_{VA} \cdot s + 1} + \hat{\underline{v}}_{oto} \quad (2.15)$$

$$\hat{\underline{\omega}}_{res} = (\hat{\underline{\omega}}_{vis} - \hat{\underline{\omega}}_{scc}) \cdot \frac{1}{\tau_{VA} \cdot s + 1} + \hat{\underline{\omega}}_{scc} \quad (2.16)$$

beschrieben. Die Zeitkonstante  $\tau_{VA}$ , welche die Tiefpasscharakteristik der visuell-vestibulären Wahrnehmung kennzeichnet, ist abhängig von der Reichhaltigkeit der Szenerie: wenig ( $\tau_{VA} = 10$ ), mittel ( $\tau_{VA} = 3$ ) oder viel ( $\tau_{VA} = 1$ ) vorhandene visuelle Informationen. Bei geschlossenen Augen ist die Zeitkonstante unendlich groß.

Die Berücksichtigung von Wahrnehmungsschwellen in einem entsprechenden Modell ist im Zusammenhang mit *Motion-Cueing*-Algorithmen bisher nur von REID UND NAHON [Rei85] umgesetzt worden. Der Übertragungsfunktion der Bogengänge nach Gleichung (2.4) wird vor dem Adaptionsterm ein nichtlinearer Term  $\delta_\omega(\omega)$  hinzugefügt:

$$\tilde{H}_{SCC,2} = H_{SCC,1} \cdot \delta_{\omega}(\omega_{scc,1}) \cdot \frac{\tau_A \cdot s}{(\tau_A \cdot s + 1)} \quad (2.17)$$

mit

$$\delta_{\omega}(\hat{\omega}_{scc,1}) = \begin{cases} 0 & |\hat{\omega}_{scc,1}| \leq \hat{\omega}_{th} \\ \hat{\omega}_{scc,1} - \text{sgn}(\hat{\omega}_{scc,1}) \cdot \hat{\omega}_{th} & |\hat{\omega}_{scc,1}| > \hat{\omega}_{th} \end{cases} \quad (2.18)$$

Über den Grenzwert  $\hat{\omega}_{th}$  wird dabei die Wahrnehmungsschwelle definiert. Für diesen Ansatz wird angenommen, dass Winkelgeschwindigkeiten jenseits der Wahrnehmungsgrenze proportional zum Eingangswert, allerdings um den Betrag von  $\hat{\omega}_{th}$  zu klein wahrgenommen werden.

Die Wahrnehmungsschwelle für spezifische Kräfte  $\hat{f}_{th}$  wird äquivalent zu dieser Modellierung in der Übertragungsfunktion der Otolithen nach Gleichung (2.9) berücksichtigt

$$\tilde{H}_{OTO,2} = H_{OTO,1} \cdot \delta_f(f_{oto,1}) \cdot (T_L \cdot s + 1) \quad (2.19)$$

mit

$$\delta_f(\hat{f}_{oto,1}) = \begin{cases} 0 & |\hat{f}_{oto,1}| \leq \hat{f}_{th} \\ \hat{f}_{oto,1} - \text{sgn}(\hat{f}_{oto,1}) \cdot \hat{f}_{th} & |\hat{f}_{oto,1}| > \hat{f}_{th} \end{cases} \quad (2.20)$$

Das in dieser Arbeit verwendete Wahrnehmungsmodell setzt sich aus den Modellen der Bogengänge  $H_{SCC,4}$  nach Gleichung (2.6), der Otolithen  $H_{OTO,4}$  nach Gleichung (2.11) sowie des optischen Flusses nach Gleichung (2.12) und (2.13) zusammen. Die visuell-vestibuläre Interaktion hinsichtlich der Geschwindigkeitswahrnehmung ist wie in Gleichung (2.14) bis (2.16) angegeben berücksichtigt.

## 2.3 Filtereigenschaften

Während die Modelle der Bewegungswahrnehmung vor allem zur Auslegung und Analyse von *Motion-Cueing*-Algorithmen genutzt werden, spielen Filter eine große Rolle bezüglich der Funktion der Algorithmen. Über eine geschickte Filterung der fahrdynamischen Eingangssignale soll erreicht werden, dass die wesentlichen Signalanteile im zur Verfügung stehenden Arbeitsraum dargestellt werden, ohne dabei falsche *Cues* zu erzeugen. Die grundlegenden Eigenschaften von den üblicherweise in *Motion-Cueing*-Algorithmen verwendeten Hoch- und Tiefpassfiltern sowie die Bedeutung der Auswahl der Filterordnung hinsichtlich des *Washout* werden im Folgenden erläutert.

Die Übertragungsfunktion einer Strecke  $h$  mit dem Eingangssignal  $u$  und dem Ausgangssignal  $y$  wird mit

$$h(t) = \frac{y(t)}{u(t)} \quad (2.21)$$

definiert. Für die Übertragungsfunktion eines Filters sind die Grenzfrequenz  $\omega_0$  sowie die statische Verstärkung  $k_0$  die charakteristischen Größen. Die Grenzfrequenz trennt das Frequenzspektrum des Filters in einen Durchlass- und einen Sperrbereich. „Signale im Durchlassbereich sollen das Filter weitgehend unverfälscht passieren. Signale im Sperrbereich sollen weitgehend unterdrückt werden“ [Kor03]. In Tabelle 2-5 ist das Konvergenzverhalten typischer, beim *Motion Cueing* verwendeter Filter bei einem Einheitssprung eines Beschleunigungssignals am Eingang des jeweiligen Filters zusammengefasst.

**Tabelle 2-5: Konvergenz der Sprungantwort typischer Filter mit  $u(t) = a_u(t) = 1(t)$**

	$y(t)$	$a(t)$	$v(t)$	$d(t)$
	$H(s)$	$\lim_{s \rightarrow 0} H(s)$	$\frac{1}{s} H(s)$	$\frac{1}{s^2} H(s)$
<b>Hochpass</b>	$H_{HP, 1^{st} \text{ order}} = k_0 \cdot \frac{s}{s + \omega_0}$	0	konst.	$\infty$
	$H_{HP, 2^{nd} \text{ order}} = k_0 \cdot \frac{s^2}{s^2 + 2 \cdot D \cdot \omega_0 \cdot s + \omega_0^2}$	0	0	konst.
	$H_{HP, 3^{rd} \text{ order}} = k_0 \cdot \frac{s^3}{s^3 + 3 \cdot \omega_0 \cdot s^2 + 3 \cdot \omega_0^2 \cdot s + \omega_0^3}$	0	0	0
<b>Tiefpass</b>	$H_{LP, 1^{st} \text{ order}} = k_0 \cdot \frac{\omega_0}{s + \omega_0}$	1	$\infty$	$\infty$
	$H_{LP, 2^{nd} \text{ order}} = k_0 \cdot \frac{\omega_0^2}{s^2 + 2 \cdot D \cdot \omega_0 \cdot s + \omega_0^2}$	1	$\infty$	$\infty$
	$H_{LP, 3^{rd} \text{ order}} = k_0 \cdot \frac{\omega_0^3}{s^3 + 3 \cdot \omega_0 \cdot s^2 + 3 \cdot \omega_0^2 \cdot s + \omega_0^3}$	1	$\infty$	$\infty$

Für einen Einheitssprung  $u(t) = 1(t)$  ergibt sich die Konvergenz der Sprungantwort über den Endwertsatz zu

$$\lim_{t \rightarrow \infty} y(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot Y(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot U(s) \cdot H(s) = \lim_{s \rightarrow 0} H(s) \Big|_{U(s) = \frac{1}{s}} \quad (2.22)$$

Es werden die Endwerte der Beschleunigung  $a_y(t)$ , der Geschwindigkeit  $v_y(t)$  und der Position  $d_y(t)$  am Ausgang des Filters betrachtet. Das Eingangssignal ist eine Beschleunigung  $a_u(t)$ . Ein grafischer Vergleich der Sprungantworten ist in Abbildung 2-5 zu finden.

Die wichtigste Eigenschaft im Zusammenhang mit *Motion-Cueing*-Algorithmen ist das „auswaschen“ des Positionssignals (*Washout*) bei einem Hochpassfilter 3. Ordnung oder höher. Bei niedrigerer Ordnung erreichen nur die Geschwindigkeit und die Beschleunigung bzw. ausschließlich das Beschleunigungssignal wieder den Anfangswert. Bei Tiefpassfiltern variiert mit der Erhöhung der Filterordnung lediglich der zeitliche Verlauf, nicht jedoch das Endwertverhalten.

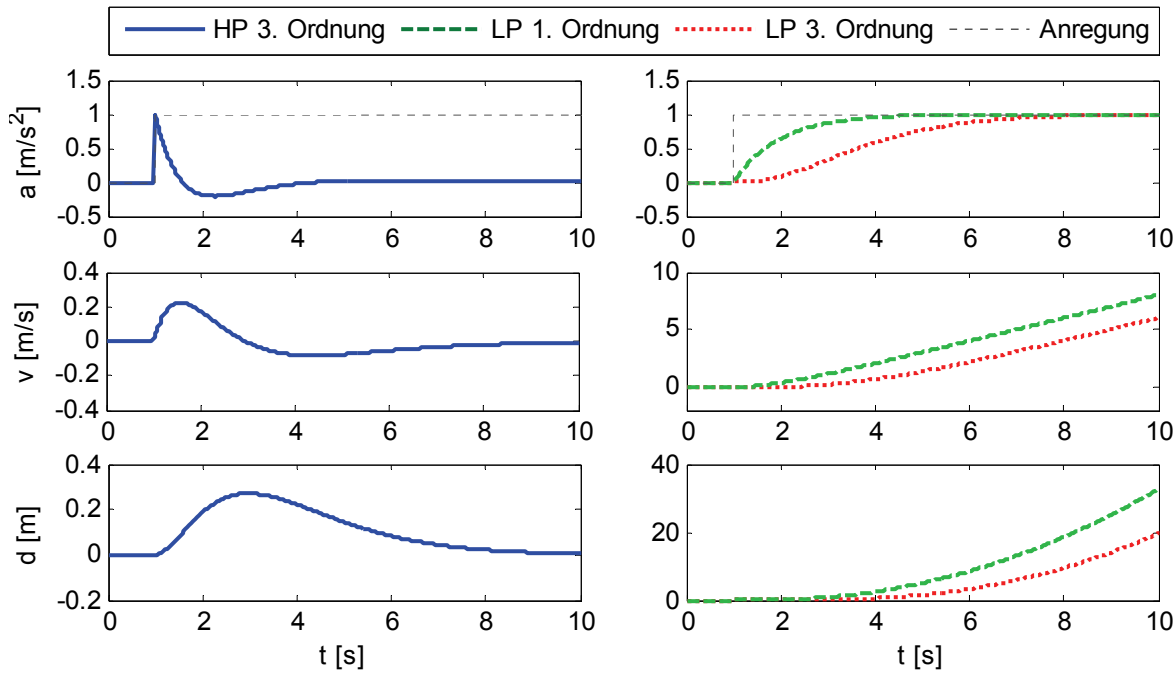


Abbildung 2-5: Sprungantwort bei einer Änderung der Eingangsbeschleunigung  $a$  für unterschiedliche Filter mit der Eckfrequenz  $\omega_0 = 1$

## 2.4 Koordinatensysteme und -transformation

### Definition

Bei der Interpretation und Darstellung der physikalischen Bewegungsgrößen (d. h. Positionen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen) ist stets zu beachten, in welchem Koordinatensystem diese beschrieben werden. Dabei gibt es zwei standardisierte Varianten nach unterschiedlichen Normen:

- a) ISO Norm 8855 [ISO91]
- b) SAE Norm J670 [SAE76]

Gemeinsam ist beiden Koordinatensystemen, dass die  $x$ -Achse entlang der Fahrzeug-Längsachse verläuft und in Fahrtrichtung deutet. Bei einer Koordinatenangabe entsprechend der SAE-Norm zeigt die  $z$ -Achse nach unten und die  $y$ -Achse vom Fahrersitz aus gesehen nach rechts. Gemäß der ISO-Norm ist  $z$  nach oben und  $y$  entsprechend nach links gerichtet (Abbildung 2-6). Die Winkel  $\varphi$ ,  $\theta$  und  $\psi$  entsprechen den Drehungen um die jeweiligen Raumachsen. In dieser Arbeit wird die für Flug- und Fahrsimulatoren gebräuchliche SAE-Definition verwendet (vgl. [Pou98, Rei85]).

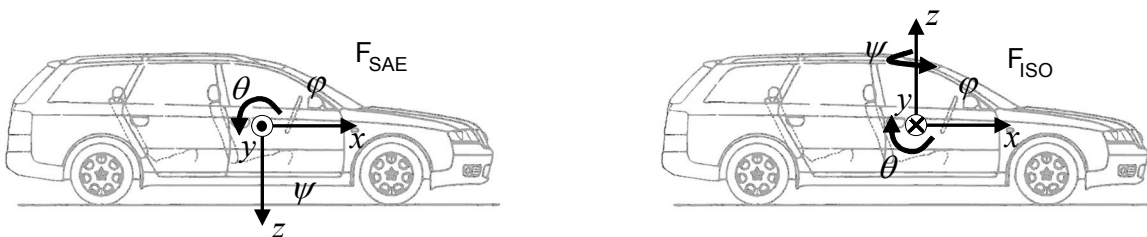
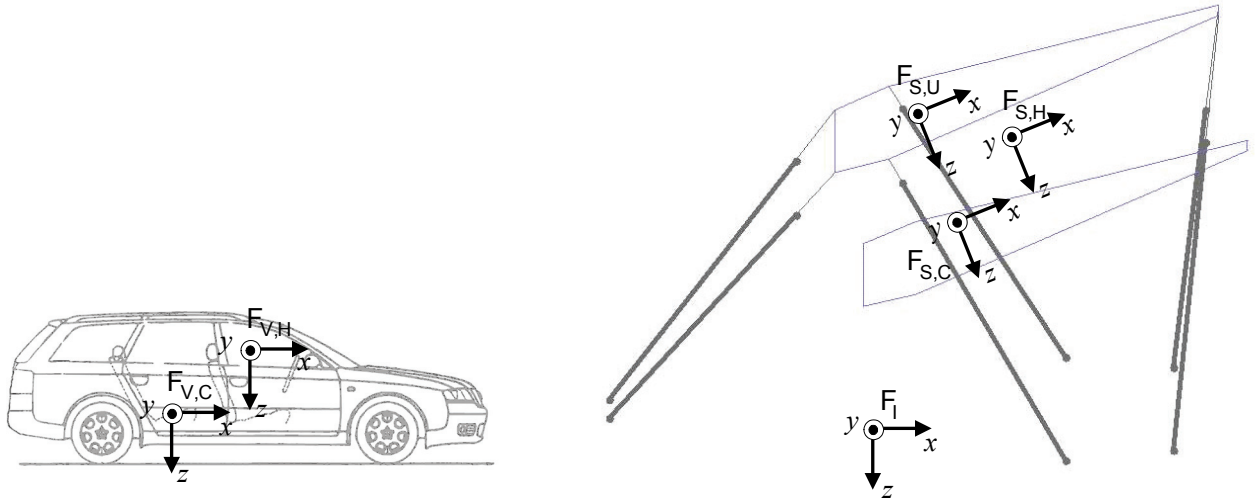


Abbildung 2-6: Koordinatensysteme F nach SAE-Norm (links) und ISO-Norm (rechts)

Für die Beschreibung von Messdaten realer Fahrzeuge sind hauptsächlich zwei mitbewegte Koordinatensysteme zur Beschreibung der Fahrzeugbewegungen relevant: eines mit Ursprung im Schwerpunkt des Autos ( $F_{V,C}$ ) und eines im Fahrerkopf ( $F_{V,H}$ ), wie in Abbildung 2-7 dargestellt. Im Simulator gibt es mit den körperfesten Koordinatensystemen  $F_{S,C}$  und  $F_{S,H}$  die entsprechenden Gegenstücke für das Simulatorauto. Hinzu kommt ein System im Mittelpunkt der oberen Plattform  $F_{S,U}$  und ein erdfestes Inertialsystem  $F_I$  (Abbildung 2-7 rechts).

In der Ausgangsposition des Simulators ( $\varphi = \theta = \psi = 0$ ) sind die Systeme  $F_I$ ,  $F_{S,C}$  und  $F_{S,U}$  identisch orientiert;  $F_I$  und  $F_{S,U}$  sind sogar lediglich in  $z$ -Richtung gegeneinander verschoben.



**Abbildung 2-7: Verwendete Koordinatensysteme im Fahrzeug (links) und Simulator (rechts)**

### Koordinatentransformation zwischen einem erd- und einem körperfesten System

Für die korrekte Ansteuerung der Simulatorplattform sind Transformationen der Bewegungsgrößen zwischen einem mitbewegten und dem inertialen Koordinatensystem notwendig. Die Beschreibung der rotatorischen Drehungen um die drei kartesischen Raumachsen  $\varphi$  (um die  $x$ -Achse),  $\theta$  (um die  $y$ -Achse) und  $\psi$  (um die  $z$ -Achse) sind im Drehwinkelvektor  $\underline{\beta}$  zusammengefasst (s. a. Abbildung 2-6 links).

$$\underline{\beta}^{(1)} = [\varphi \quad \theta \quad \psi]^T \quad (2.23)$$

Nach der üblichen Konvention in Anlehnung an REID UND NAHON [Rei85] wird zuerst um die  $x$ -Achse, dann um die originale  $y$ -Achse und schließlich um die originale  $z$ -Achse gedreht. Durch Linksmultiplikation der Elementardrehmatrizen<sup>1</sup>

$$\underline{\underline{R}}_{\varphi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c\varphi & -s\varphi \\ 0 & s\varphi & c\varphi \end{bmatrix}, \quad \underline{\underline{R}}_{\theta} = \begin{bmatrix} c\theta & 0 & s\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -s\theta & 0 & c\theta \end{bmatrix}, \quad \underline{\underline{R}}_{\psi} = \begin{bmatrix} c\psi & -s\psi & 0 \\ s\psi & c\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

<sup>1</sup> zum Zwecke einer kompakteren Darstellung der Matrizen wird in diesem Abschnitt Cosinus mit c, Sinus mit s und Tangens mit t abgekürzt

erhält man die Rotationsmatrix  $\underline{\underline{L}}_{IS}$  zwischen dem inertialen Koordinatensystem  $F_I$  und einem körperfesten Koordinatensystemen  $F_S$  zu:

$$\underline{\underline{L}}_{IS} = \underline{\underline{R}}_{\psi} \underline{\underline{R}}_{\theta} \underline{\underline{R}}_{\varphi} = \begin{bmatrix} c\theta c\psi & s\varphi s\theta c\psi - c\varphi s\psi & c\varphi s\theta c\psi + s\varphi s\psi \\ c\theta s\psi & s\varphi s\theta s\psi + c\varphi c\psi & c\varphi s\theta s\psi - s\varphi c\psi \\ -s\theta & s\varphi c\theta & c\varphi c\theta \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Damit ergibt sich für die spezifische Kraft  $\underline{f}$  folgender Zusammenhang:

$$\underline{f}^{(S)} = \underline{\underline{L}}_{SI} \cdot \underline{f}^{(I)} \quad (2.26)$$

Da  $\underline{\underline{L}}_{IS}$  eine orthogonale Matrix ist, gilt für die Umkehrrechnung

$$\underline{f}^{(I)} = \underline{\underline{L}}_{IS} \cdot \underline{f}^{(S)} = \underline{\underline{L}}_{SI}^{-1} \cdot \underline{f}^{(S)} = \underline{\underline{L}}_{SI}^T \cdot \underline{f}^{(S)} \quad (2.27)$$

Für die Transformation der Winkelgeschwindigkeiten ist die Drehreihenfolge von Bedeutung. Da es sich bei der gewählten Konvention um eine Reihe von Elementardrehungen um die Achsen des Basissystems handelt, ergibt sich die Matrix  $\underline{\underline{T}}_{SI}$  gemäß:

$$\underline{\omega}^{(S)} = \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \underline{\underline{R}}_{\varphi} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta} \\ 0 \end{bmatrix} + \underline{\underline{R}}_{\varphi} \underline{\underline{R}}_{\theta} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -s\theta \\ 0 & c\varphi & s\varphi c\theta \\ 0 & -s\varphi & c\varphi c\theta \end{bmatrix} \cdot \underline{\dot{\beta}}^{(I)} = \underline{\underline{T}}_{SI} \cdot \underline{\omega}^{(I)} \quad (2.28)$$

Für die Rückrechnung wird die invertierte Matrix

$$\underline{\underline{T}}_{IS} = \underline{\underline{T}}_{SI}^{-1} = \begin{bmatrix} 1 & s\varphi t\theta & c\varphi t\theta \\ 0 & c\varphi & -s\varphi \\ 0 & \frac{s\varphi}{c\theta} & \frac{c\varphi}{c\theta} \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

verwendet. In der englischen Literatur werden die Elemente des Drehwinkelvektors  $\underline{\beta}$  oft als Eulerwinkel bezeichnet. In der deutschen Literatur versteht man jedoch unter diesem Begriff zum Teil eine von der oben genannten abweichende Drehkonvention (mit zwei Drehungen um Achsen des mitgedrehten Systems) [Czi08]. Aufgrund der fehlenden Eindeutigkeit wird dieser Begriff im Weiteren daher nicht verwendet. Zu beachten ist, dass die Gleichungen (2.24) bis (2.29) in dieser Form nur für die gewählte Konvention der Drehungen und die Beschreibung im SAE-Koordinatensystem gültig sind.

### Dynamische Zusammenhänge zwischen zwei Punkten eines starren Körpers

Für verschiedene Fragestellungen im Zusammenhang mit *Motion-Cueing*-Algorithmen ist es von Interesse, welche Auswirkung die Drehung des Simulators um einen Punkt  $P_1$  auf die auftretenden Beschleunigungen an einer anderen Stelle innerhalb der Simulatorkabine (z. B. der Kopfposition)  $P_2$  mit dem Abstand  $r$  zu  $P_1$  hat. Da die Orientierung der Plattform an jeder Stelle des bewegten Körpers identisch ist, ergibt sich für die Winkelgeschwindigkeiten der Zusammenhang:



$${}_{P_2}\underline{\omega}^{(I)} = {}_{P_1}\underline{\omega}^{(I)} \quad (2.30)$$

Die Rotation um  $P_1$  bewirkt jedoch in Abhängigkeit des Abstandes zu  $P_2$  eine zusätzliche translatorische Komponente in  $P_2$ . Die translatorischen Beschleunigungen in diesem Punkt ergeben sich zu

$${}_{P_2}\underline{a}^{(I)} = {}_{P_1}\underline{a}^{(I)} + {}_{P_1}\dot{\underline{\omega}}^{(I)} \times \overline{{}_{P_1P_2}}\underline{r}^{(I)} + {}_{P_1}\underline{\omega}^{(I)} \times \left( {}_{P_1}\underline{\omega}^{(I)} \times \overline{{}_{P_1P_2}}\underline{r}^{(I)} \right) \quad (2.31)$$

Das Kreuzprodukt kann auch mithilfe des Winkelgeschwindigkeitstensors

$$\underline{\underline{\Omega}} = \begin{bmatrix} 0 & -{}_{P_1}\omega_z^{(I)} & {}_{P_1}\omega_y^{(I)} \\ {}_{P_1}\omega_z^{(I)} & 0 & -{}_{P_1}\omega_x^{(I)} \\ -{}_{P_1}\omega_y^{(I)} & {}_{P_1}\omega_x^{(I)} & 0 \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

ausgedrückt werden. Damit lässt sich Gleichung (2.31) auch folgendermaßen formulieren:

$${}_{P_2}\underline{a}^{(I)} = {}_{P_1}\underline{a}^{(I)} + \left( \dot{\underline{\underline{\Omega}}} + \underline{\underline{\Omega}} \cdot \underline{\underline{\Omega}} \right) \cdot \overline{{}_{P_1P_2}}\underline{r}^{(I)} \quad (2.33)$$

Diese Form ist häufig in der flug- und fahrsimulatorspezifischen Literatur zu finden.

## 2.5 Statistische Kenngrößen

Bei der Datenanalyse werden zur Darstellung der Ergebnisse im Wesentlichen drei Kenngrößen verwendet, deren Definition im Folgenden angegeben wird:

- der Mittelwert

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N x_i \quad (2.34)$$

mit der Gesamtzahl aller Messwerte  $N$

- die Standardabweichung

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (2.35)$$

- der Standardfehler

$$\sigma^* = \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \quad (2.36)$$

## 2.6 Übersicht über die Grundlagen

Die Erläuterungen der grundlegenden Begriffe sind wichtig für das Verständnis der Arbeit, da auf sie in unterschiedlichen Abschnitten der folgenden Kapitel zurückgegriffen wird. Im

zweiten Teil dieses Kapitels wurden die wesentlichen Funktionen der an der Bewegungswahrnehmung beteiligten Organe sowie Ansätze zu deren Modellierung vorgestellt, um eine Grundlage für die in Teilen des 4. Kapitels geführte Diskussion von Wahrnehmungsaspekten zu bilden. Ein wesentliches Element vieler *Motion-Cueing*-Algorithmen bilden Filter, deren charakteristische Eigenschaften an dieser Stelle vorgestellt wurden. Ebenso sind hier die für den mathematischen Umgang mit Signalen zur Ansteuerung einer Bewegungsplattform notwendige Festlegung von Koordinatensystemen sowie die mathematischen Methoden zur kinematischen Beschreibung des Bewegungssystems bzw. der interessierenden Signale zu finden.

**Tabelle 2-6: Übersicht über grundlegenden Methoden und wichtige Aspekte im Zusammenhang mit Motion-Cueing-Algorithmen**

Teilkapitel	Methoden, wichtige Aspekte
2.1 Motion Cueing – Begriffsklärung	- Definition von <i>Motion Cueing</i> , <i>Motion-Cueing</i> -Algorithmen, <i>Cues</i> , Fehlertypen, <i>Washout</i> , <i>Tilt Coordination</i> und <i>In-the-Loop</i> -Methoden
2.2 Bewegungswahrnehmung	- Beschreibung der Organe und Funktionen zur Bewegungswahrnehmung (Messgröße - Quelle): Position - visuell; Geschwindigkeit - visuell, akustisch, haptisch; Beschleunigung - vestibulär - Erläuterung der Adaption, Integration und der Wahrnehmungsschwellen - Simulatorkrankheit - Vorstellung verschiedener Modelle der Bogengänge, der Otolithen sowie einiger Mechanismen (z. B. optischer Fluss, Wahrnehmungsschwellen)
2.3 Filtereigenschaften	- Grundlegende Struktur und Eigenschaften von einfachen Hoch- und Tiefpassfiltern unterschiedlicher Ordnung
2.4 Koordinatensysteme und -transformation	- Definition und Darstellung der relevanten Koordinatensysteme - Gleichungen und Zusammenhänge für die Koordinatentransformation - dynamische Zusammenhänge zwischen zwei Punkten eines starren Körpers.
2.5 Statistische Kenngrößen	- Definition der in dieser Arbeit verwendeten statistischen Kenngrößen

## 3 Stand der Forschung

Wie einleitend geschildert, sind bereits verschiedene Algorithmen entworfen oder erweitert worden, um den hohen Anforderungen einer Fahrsimulation gerecht zu werden. In diesem Kapitel wird eine Auswahl von unterschiedlichen Ansätzen erläutert, um einen Überblick über umgesetzte, in der Literatur beschriebene Algorithmen zu vermitteln, darunter auch die drei am häufigsten im Bereich der Flugsimulation verwendeten Ansätze. Die Darstellung geschieht auf rein deskriptorischer Ebene. Eine Diskussion und Bewertung einzelner Ansätze oder der darin enthaltenen Methoden erfolgt im Rahmen des 4. Kapitels.

### 3.1 Klassische Motion-Cueing-Algorithmen

GRANT [Gra95] gibt einen guten Überblick über die frühe Entwicklung von *Motion-Cueing*-Algorithmen und benennt SCHMID und CONRAD [Sch70] als diejenigen, die als erste einen Typ von Algorithmus verwendeten, der heute als *Classical-Washout* (CW) bekannt ist. REID UND NAHON [Rei85] geben eine umfassende Einführung in die drei wesentlichen Konzepte, die in den 80er und 90er Jahren die Welt der *Motion-Cueing*-Algorithmen bestimmten. Dies sind neben dem bereits genannten *Classical-Washout*-Algorithmus der *Adaptive-Washout*- und der *Optimal-Control*-Ansatz. Alle drei Konzepte sind bereits ausführlich in der Literatur untersucht und verglichen worden (u. a. von NAHON UND REID [Nah90], DAGDELEN [Dag05] und SAMMET [Sam07]).

Im Rahmen dieser Arbeit wird lediglich der *Classical Washout* ausführlich erläutert, da auf diesen grundlegenden Strukturen auch viele andere Algorithmen aufbauen und eine Kenntnis des typischen Aufbaues eines Motion-Cueing-Algorithmus die Basis für die im weiteren Verlauf dieser Arbeit diskutierten Weiterentwicklungen darstellt. Für die anderen beiden herkömmlichen Ansätze werden nur die wesentlichen Aspekte kurz erläutert.

#### 3.1.1 Classical Washout

Typische Eingangswerte von *Motion-Cueing*-Algorithmen sind die Winkelgeschwindigkeiten  $\underline{\omega}_v$  und die translatorischen Beschleunigungen  $\underline{a}_v$  des Fahrzeugs, ausgedrückt als spezifische Kräfte  $\underline{f}_v$  nach Gleichung (2.1). Diese werden in einem ersten Schritt mit einzelnen Faktoren für die jeweiligen drei Freiheitsgrade skaliert (Abbildung 3-1). Üblicherweise werden die Eingangswerte an dieser Stelle auch auf physikalisch sinnvolle Werte begrenzt. Die Winkelgeschwindigkeiten (Wanken, Nicken, Gieren) werden dann mithilfe der Matrix aus Gleichung (2.29) ins inertielle Koordinatensystem transformiert. Anschließend werden mit Hochpässen die tieffrequenten, nicht darstellbaren Winkelgeschwindigkeiten herausgefiltert und die verbleibenden Signalanteile bilden nach der Integration die Komponenten der kommandierten Plattformorientierung des Simulators  $\underline{\beta}_{MC}$ . Ähnlich sieht es bei dem oberen „direkten“ Pfad mit den translatorischen Beschleunigungen als Eingangsgröße aus. Die skalierten Werte werden über die Matrix  $\underline{L}_{IS}$  (s. Gleichung (2.25)) ins inertielle Koordinatensystem transformiert und gefiltert. Die Filterung im Simulator-Koordinatensystem mit dem Hochpassfilter  $HP_f$  bewirkt eine direkte Filterung der Fahrzeugsignale bezogen auf

einzelne Freiheitsgrade. Durch die Kopplung von Signalen in unterschiedlichen Freiheitsgraden bei der Transformation ins inertielle System, ist diese separate Filterung mit dem Hochpassfilter  $HP_{WO}$  nicht mehr möglich. Dieser Filter ist jedoch zwingend erforderlich, um eine Rückkehr der Plattform in die Neutralposition (*Washout*) zu gewährleisten. Da oftmals die Hypothese zugrunde gelegt wird, dass die Kopplungseffekte vernachlässigbar sind (u. a. [Rei85]), ist in vielen Algorithmen, die nach dem Prinzip des *Classical Washout* implementiert wurden, der erste Hochpassfilter vernachlässigt. Die hochfrequenten Anteile ergeben schließlich durch zweifache Integration die Positionsvorgabe  $\underline{d}_{MC}$  für die Simulatorplattform. Die skalierten Beschleunigungen dienen gleichzeitig auch als Eingangsgrößen für den Tiefpassfilter  $LP_f$ . Unter Anwendung der *Tilt Coordination*, also der Darstellung der tieffrequenten, andauernden Beschleunigungen  $\underline{f}_{LP}$  (dauerhafte *Cues*) durch eine Änderung der Orientierung der Simulatorplattform  $\underline{\beta}_{TC}$  (s. a. Kapitel 2.2, Abbildung 2-3), ergibt sich aus Gleichung (2.1) über den Zusammenhang

$$\underline{f}_{LP}^{(S)} = -\underline{g}^{(S)} = -\underline{L}_{SI} \cdot \underline{g}^{(I)} \quad (3.1)$$

folgendes Gleichungssystem:

$$f_{LP,x} = g \cdot \sin \theta_{TC} \quad (3.2)$$

$$f_{LP,y} = -g \cdot \cos \theta_{TC} \cdot \sin \varphi_{TC} \quad (3.3)$$

$$f_{LP,z} = -g \cdot \cos \theta_{TC} \cdot \cos \varphi_{TC} \quad (3.4)$$

Die Variation des Gierwinkels  $\psi_{TC}$  hat keinerlei Einfluss auf die *Tilt Coordination* und wird daher vereinfachend zu null gesetzt:

$$\psi_{TC} = 0 \quad (3.5)$$

Aus den Gleichungen (3.3) und (3.4) bzw. (3.2) und (3.4) folgt:

$$\varphi_{TC} = \arctan \left( \frac{f_{LP,y}}{f_{LP,z}} \right) \quad (3.6)$$

$$\theta_{TC} = -\arctan \left( \frac{f_{LP,x}}{f_{LP,z}} \cdot \cos \varphi_{TC} \right) \quad (3.7)$$

Diese Winkel werden in der Flugsimulation üblicherweise in ihrer Änderungsrate limitiert, so dass die resultierenden Bewegungen unterhalb der Wahrnehmungsschwelle für Drehgeschwindigkeiten liegen (s. a. Tabelle 2-2).

Aus den beschriebenen angewendeten Methoden ergibt sich der typische Aufbau von *Classical-Washout*-Algorithmen, wie er in Abbildung 3-1 dargestellt ist.

Ein entscheidender Vorteil gegenüber vielen anderen Ansätzen liegt beim *Classical Washout* darin, dass jeder Parameter des Algorithmus eine klare physikalische Bedeutung und eine

eindeutige Zuordnung zu einem einzigen Freiheitsgrad aufweist. Typische charakteristische Parameterwerte sind bei GRANT [Gra95] oder REID UND NAHON [Nah90, Rei86a] zu finden.

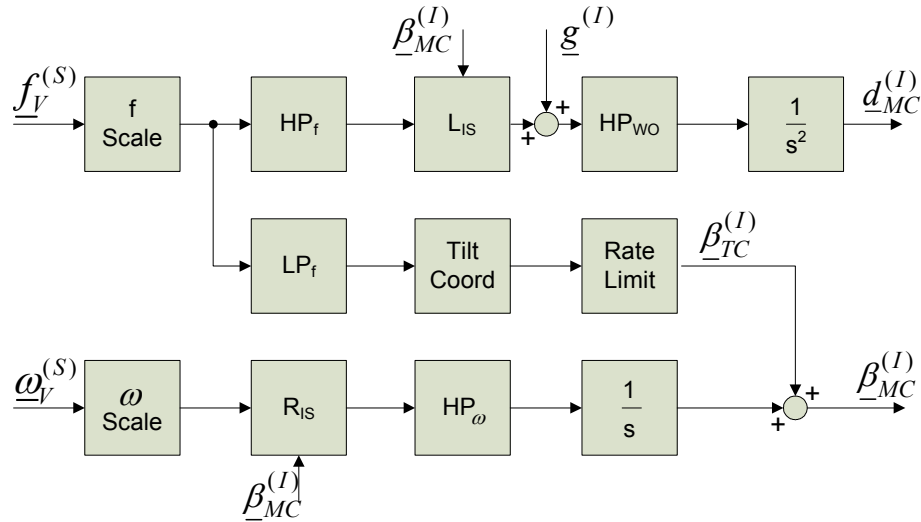


Abbildung 3-1: Struktur des *Classical Washout* (nach REID UND NAHON [Nah90, Rei85])

### 3.1.2 Optimal Control

Der *Optimal-Control*-Algorithmus ähnelt von der Grundstruktur her dem *Classical Washout* (Abbildung 3-2). Anstelle der Winkelgeschwindigkeiten werden hier allerdings direkt die Neigungswinkel des Fahrzeugs  $\underline{\beta}_V$  als Eingangsgrößen verwendet, wodurch auch die Transformation mit  $\underline{T}_{IS}$  wegfällt, da  $\underline{\beta}^{(I)} = \underline{\beta}^{(S)}$  gilt.

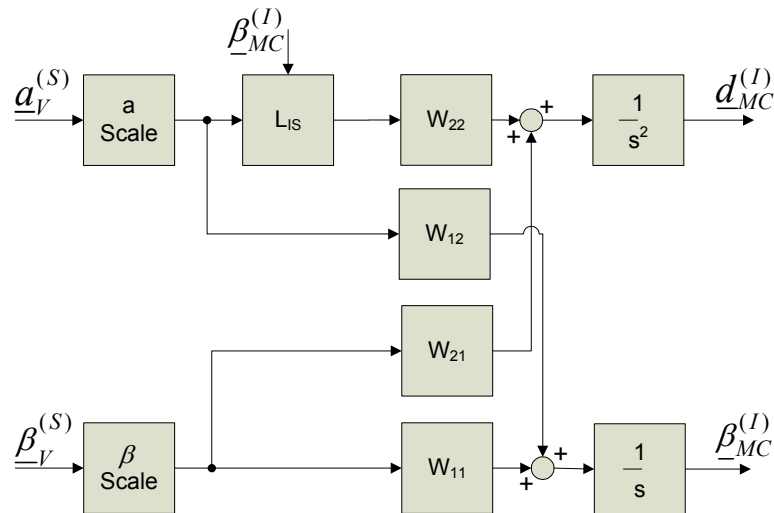


Abbildung 3-2: Struktur des *Optimal-Control*-Algorithmus (nach REID UND NAHON [Nah90, Rei85])

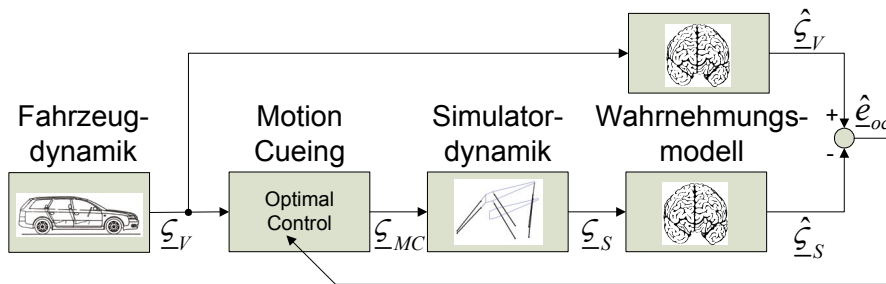
Der wesentliche Unterschied besteht im Ersatz der *Tilt Coordination* sowie der Filterblöcke durch Gewichtungsfunktionen  $W_{ij}$ . Zusätzlich gibt es hier auch einen Kopplungspfad von den Eingangswinkeln auf die Simulatorposition. Die Gewichtungsfunktionen sind entweder Übertragungsfunktion höherer Ordnung oder können aufgrund von typischen Kopplungs- oder Signaleigenschaften stark vereinfacht werden (s. Tabelle 3-1). Die resultierende Struktur

erinnert nun wieder deutlich an den Aufbau des *Classical Washout*, jedoch mit Filtern höherer Ordnung.

**Tabelle 3-1: Resultierende Filtertypen im *Optimal-Control*-Algorithmus [Nah90]**

Filtertyp			Filtertyp		
W <sub>22</sub>	$a_x$	HP 4. Ordnung	W <sub>11</sub>	$\varphi$	$H \approx 1$
	$a_y$	HP 4. Ordnung		$\theta$	$H \approx 1$
	$a_z$	HP 3. Ordnung		$\psi$	HP 3. Ordnung
W <sub>12</sub>	$a_x, \theta$	LP 5. Ordnung	W <sub>21</sub>	$\varphi, a_y$	$H \approx 0$
	$a_y, \varphi$	LP 5. Ordnung		$\theta, a_x$	$H \approx 0$

Die Parameter der Gewichtungsfunktionen werden bei diesem Verfahren üblicherweise über einen Optimierungsprozess bestimmt, der eine festgelegte Kostenfunktion minimiert. Hierbei werden Wahrnehmungsmodelle genutzt, um durch die Ansteuerung verursachte Wahrnehmungsfehler in der Kostenfunktion berücksichtigen zu können (Abbildung 3-3).



**Abbildung 3-3: Optimierungsstruktur des *Optimal-Control*-Algorithmus nach TELBAN [Tel02a]**

Die spezifischen Kräfte  $\underline{f}$  sowie die Winkelgeschwindigkeiten  $\underline{\omega}$  sind nach folgender Definition vereinfachend als Vektor  $\underline{\zeta}$  zusammengefasst:

$$\underline{\zeta} = \begin{bmatrix} f_x & f_y & f_z & \omega_x & \omega_y & \omega_z \end{bmatrix}^T \quad (3.8)$$

Ein sehr weit entwickeltes Modell mit integrierter visueller und vestibulärer Wahrnehmung wird von TELBAN [Tel02a] zur Parameteroptimierung über eine *Optimal-Control*-Kostenfunktion genutzt. Es können jedoch auch Limitierungen oder dynamische Eigenschaften des Bewegungssystems in die Betrachtungen einfließen. So werden z. B. Bewegungen nahe der Limits der Bewegungsplattform „bestraft“ [Rei85]. Im Folgenden sind beispielhaft zwei von SIVAN ET AL. [Siv82] bzw. TELBAN ET AL. [Tel02b] vorgestellte Kostenfunktionen wiedergegeben. Beide verwenden die Differenz zwischen Fahrzeug- und tatsächlich präsentierten Beschleunigungen  $\underline{e}_a$  sowie die gewichtete Plattformgeschwindigkeit  $\underline{v}_s$  und deren Position  $\underline{d}_s$ . Der Ansatz von TELBAN ET AL. führt einen zusätzlichen Exponential-Term ein, der für eine höhere Dynamik im Bereich der Neutralposition des Simulators sorgt:

$$J = \int_0^{\infty} \hat{\underline{e}}_{oc} (W_1, W_2) dt \quad (3.9)$$

$$J = \int_0^{\infty} e^{2\hat{e}_{oc}(W_3, W_4)t} \cdot \hat{e}_{oc}(W_1, W_2) dt \quad (3.10)$$

mit  $\hat{e}_{oc}(W_i, W_j) = \underline{e}_a^2 + W_i \cdot \underline{v}_s^2 + W_j \cdot \underline{d}_s^2$  und  $\underline{e}_a = \hat{a}_v - \hat{a}_s$

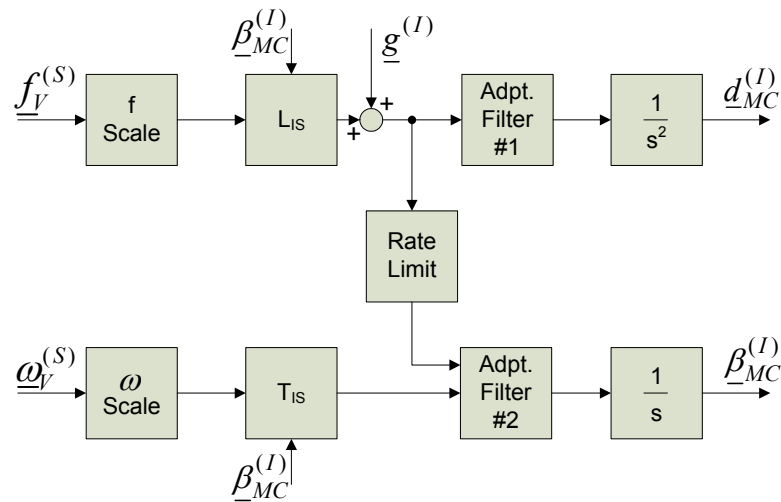
Der *Optimal-Control*-Algorithmus in seiner herkömmlichen Form verwendet ausschließlich zeitinvariante Filter mit im Voraus ermittelten, fest eingestellten Parametern.

### 3.1.3 Coordinated Adaptive

Der *Coordinated-Adaptive*-Algorithmus (auch *Adaptive Control* genannt) kombiniert Elemente der beiden in den vorangehenden Abschnitten erläuterten Ansätze. Die Grundstruktur ähnelt auch bei dieser Variante dem *Classical Washout*. Gleichzeitig wird der Ansatz einer Kostenfunktionsoptimierung ähnlich wie beim *Optimal Control* verfolgt. Allerdings mit dem Unterschied, dass hier die Optimierung während des Einsatzes erfolgt und demnach auch kein Integral über den Gesamtverlauf gebildet werden kann (s. Gleichung (3.11)).

$$J = \underline{e}_a^2 + W_i \cdot \underline{v}_s^2 + W_j \cdot \underline{d}_s^2 \quad (3.11)$$

Die Filterblöcke des *Classical Washout* werden durch adaptive Filter ersetzt, deren Parameter laufend optimiert und aktualisiert werden. Die Funktion der *Tilt Coordination* ist implizit im adaptiven Filter des unteren Pfades integriert (Abbildung 3-4), und trägt so zur Bestimmung der Plattformorientierung bei.



**Abbildung 3-4: Struktur des *Coordinated-Adaptive*-Algorithmus (nach REID UND NAHON [Nah90, Rei85])**

Die komplexe Weiterentwicklung einer möglichen Kostenfunktion eines *Coordinated-Adaptive*-Ansatzes wird von GRANT UND NASERI vorgestellt [Gra05]. Hier werden u. a. erstmals auch die Ausfahrlängen der Hydraulikzylinder in der Optimierung berücksichtigt. Wahrnehmungsmodelle bleiben dagegen für die Optimierung dieses Algorithmus weitestgehend unberücksichtigt. KIRDEKIS [Kir89] konnte für diesen Algorithmustyp nachweisen, dass eine ungünstige Parameterwahl zu einem instabilen Verhalten der adaptiven Filter führen kann.

## 3.2 Weiterführende Ansätze

In diesem Abschnitt werden Algorithmen vorgestellt, die entweder einen der klassischen Ansätze um einzelne Elemente oder Eigenschaften erweitern oder ihnen von der Grundstruktur ähneln, aber eine andere Strategie verfolgen.

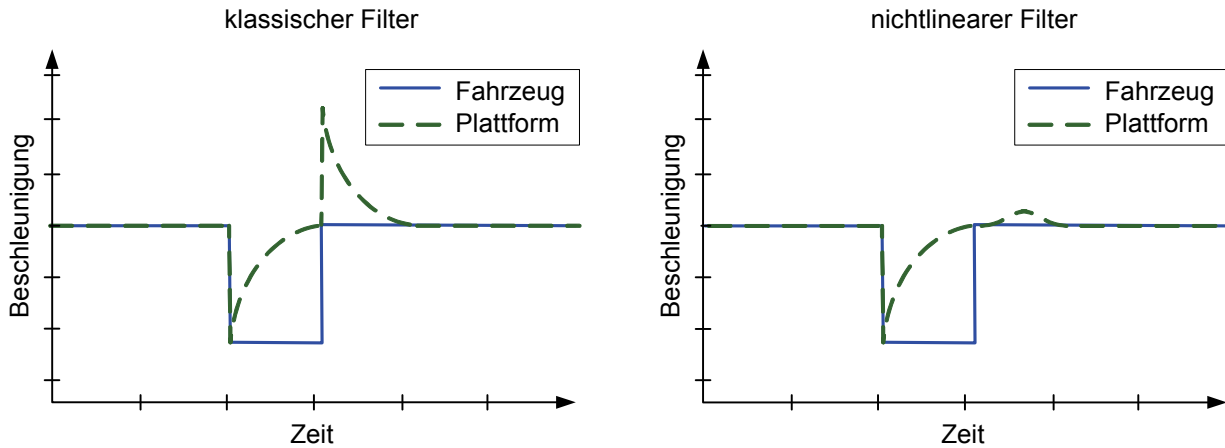
### 3.2.1 Nichtlinearer Hochpassfilter

Ein viel zitiertes Element ist der nichtlineare Hochpassfilter von REYMOND UND KEMENY [Rey00a]. Dieser wurde entwickelt um unerwünschte Artefakte nach dem Abklingen der Systemantwort zu vermeiden (s. Abbildung 3-5). Basierend auf einer variablen Verstärkung  $G$  soll der falsche Cue  $f_{err} = \|G \cdot f(a) - a\|$  minimiert werden. Dabei wird der gewichtete Mittelwert entsprechend

$$H_{HP,NL} = K \cdot f(a) + (1-K) \cdot G \cdot f(a) \quad (3.12)$$

mit  $K = 0.5 \cdot \left(1 + \tanh\left(f_{err}|_{G=G^*} - f_{err}|_{G=1}\right)\right)$  und  $G^* = e^{-k \cdot f_{err}|_{G=1}}$

berechnet. REYMOND UND KEMENY berichten von einer verbesserten Steuerbarkeit des Fahrzeugs und positiveren Rückmeldungen der Testfahrer bei Verwendung eines *Classical Washout* mit entsprechenden nichtlinearen Hochpass-Gliedern.



**Abbildung 3-5:** Filterausgangssignal bei einem klassischen Filter (links) und dem Nichtlinearen Hochpassfilter (rechts; nach REYMOND UND KEMENY [Rey00a])

### 3.2.2 Frequenzabhängige Skalierung

Der Algorithmus von TAJIMA ET AL. [Taj06] soll eine möglichst exakte Abbildung der hochfrequenten Signale der Fahrdynamik wiedergeben. Dazu wird eine Struktur gewählt, die in den Grundzügen dem *Optimal-Control*-Ansatz entspricht (Abbildung 3-6). Allerdings werden hier in den Gewichtungsfunktionen  $W_{ij}$  die korrespondierenden Freiheitsgrade zusammengefasst ( $x$  und  $\theta$ ,  $y$  und  $\varphi$ ,  $z$ ,  $\psi$ ). Bei den lateralen und longitudinalen Beschleunigungen werden anstelle der festen Skalierungen frequenzabhängige Skalierungsfunktionen  $S_i(s)$  sowie die im vorherigen Abschnitt vorgestellten nichtlinearen Hochpassfilter verwendet.



$$S_i(s) = \frac{s + \omega_{L,i}}{s + \omega_{H,i}} \Big|_{i=ax,ay} \quad (3.13)$$

Die Bestimmung der Gewichtungsfunktionen erfolgt analog zum Vorgehen beim *Optimal-Control*-Algorithmus (s. Kapitel 3.1.2, Abbildung 3-3). TAJIMA ET AL. empfehlen eine manöverbasierte Festlegung der Gewichtungsfunktionen.

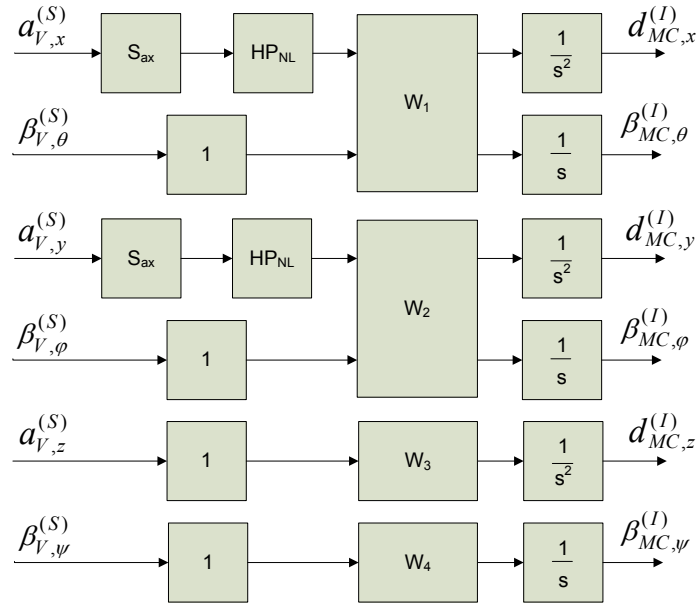


Abbildung 3-6: Adaptiver Filter nach TAJIMA ET AL. [Taj06]

### 3.2.3 Kompensationsfilter

In seiner Dissertationsschrift stellt SAMMET [Sam07] einen Algorithmus vor, der mittels komplementärer Hoch- und Tiefpassfilter ( $HP_{f,1}$  und  $LP_{f,1}$ ) eine 1:1-Darstellung des Signals ermöglichen soll (Abbildung 3-7). Diese Eigenschaft gilt uneingeschränkt allerdings nur für Filter 1. Ordnung (s. a. Anhang C.1). Auch vernachlässigt dieser Ansatz die Koordinatentransformation der Signalgrößen, wodurch sich bei größeren Neigungswinkeln ein Fehler in der Darstellung der translatorischen Beschleunigungen ergibt. Das zweite Filterpaar ( $HP_{f,2}$  und  $LP_{f,2}$ ) soll hochfrequentes Signalrauschen über den translatorischen Pfad darstellen, da es sich ansonsten durch die integrationsfreie Umrechnung bei der *Tilt Coordination* direkt im Ausgangssignal  $\beta_{MC}$  widerspiegeln und zu sehr hohen Winkelbeschleunigungen führen würde.

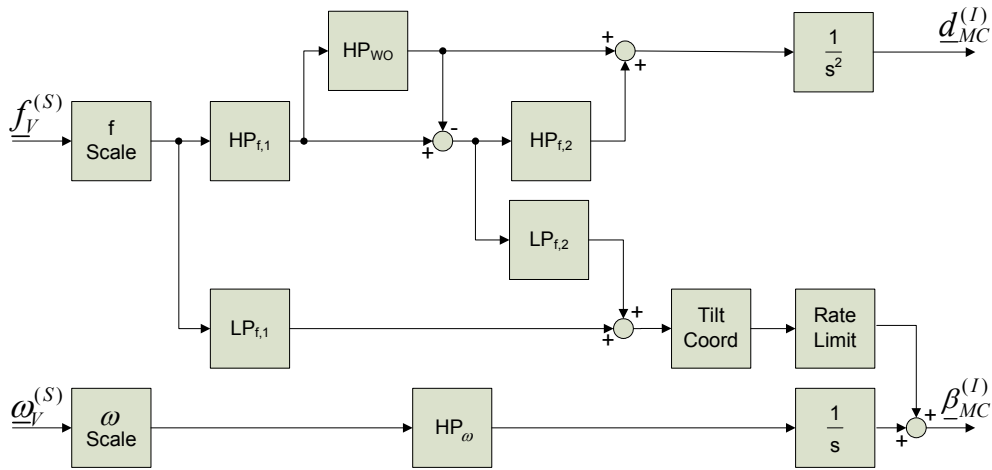
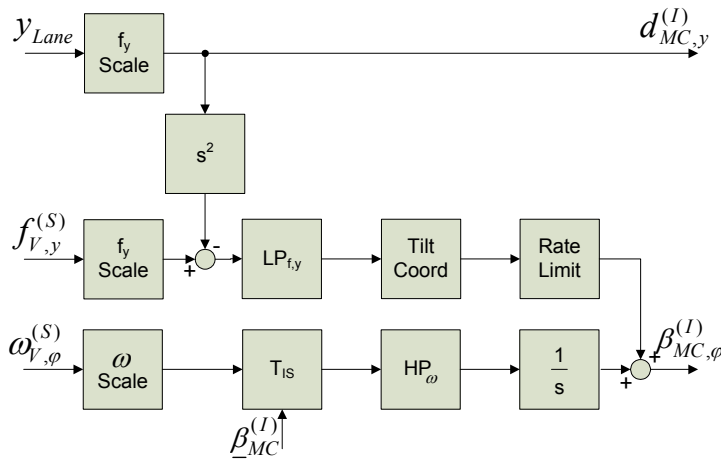


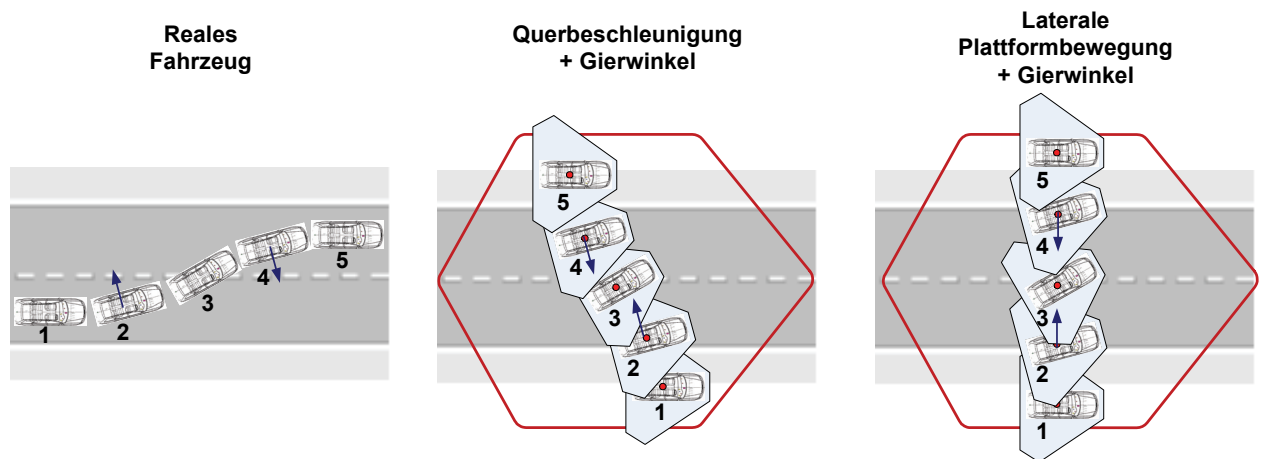
Abbildung 3-7: Kompensationsfilter nach SAMMET [Sam07]

### 3.2.4 Fahrspurbasierte Algorithmen

Einer der ersten Algorithmen, der neben den Fahrzeugsignalen auch straßenbezogene Informationen nutzt, ist der von GRANT ET AL. [Gra02] vorgestellte fahrspurabhängige Ansatz (engl. *lane dependant approach*). Hier wird die Position auf der Fahrbahn  $y_{Lane}$  direkt für die Ansteuerung des Simulators genutzt (Abbildung 3-8). Lediglich ein kleiner verbleibender Anteil der Querbewegung wird über die *Tilt Coordination* dargestellt. Die Skalierung ermöglicht die Nutzung dieses Algorithmus für Fahrbahnen, deren Breite die den zur Verfügung stehenden Arbeitsraum in Querrichtung überschreiten. Das Konzept ist vor allem für Autobahnfahrten gedacht. Wird auf einen anderen Streckenabschnitt gewechselt, erfolgt die Darstellung der Querbewegungen über den *Classical-Washout*-Ansatz. Ein Umschalten während der Fahrt ist möglich.

Abbildung 3-8: *Lane dependant approach* nach GRANT ET AL. [Gra02]

Eine ähnliche Idee verfolgt der Spurpositionsalgorithmus von SAMMET [Sam07]. Dieser diskutiert zwei möglichen Varianten einer spurbasierten Ansteuerung im Simulatorkoordinatensystem: zum einen mit korrekter Darstellung sowohl des Querbewegungsvektors als auch des Gierwinkels (Abbildung 3-9, mittig) und zum anderen mit einer ausschließlich lateralen Bewegung der Plattform (bezogen auf das Inertial-Koordinatensystem) mit überlagerter Darstellung des Gierwinkels (Abbildung 3-9, rechts).



**Abbildung 3-9: Schematische Darstellung eines Spurwechsels im realen Fahrzeug und mit zwei unterschiedlichen *Motion-Cueing*-Ansätzen; Die rote Linie stellt den Arbeitsraumrand des Simulators dar**

Bei der ersten Variante führt die überlagerte Darstellung von Querbeschleunigung und Gierwinkel zu einer rückwärtsgerichteten Plattformbewegung. Um diesen Algorithmus sinnvoll einsetzen zu können ist demnach ein verhältnismäßig großer Bewegungsraum notwendig. Die zweite Variante entspricht dem Vorgehen beim oben beschriebenen fahrspurabhängigen Ansatz von GRANT ET AL. Diese führt zwar zu einem *Cueing*-Fehler, ist aber bei dem häufig sehr eingeschränkten Bewegungsraum der Simulatoren die praktikablere Variante. Bei moderater Fahrweise mit kleinen Lenkwinkeln ist die resultierende Abweichung ohnehin vernachlässigbar.

Für beide Varianten ist anzumerken, dass bei dynamischen Manövern die Querbeschleunigung überwiegend durch das Produkt aus Längs- und Gierwinkelgeschwindigkeit bestimmt wird, im Simulator jedoch die reale Längsgeschwindigkeit bei einer konstanten Fahrzeuggeschwindigkeit gleich null ist, d. h. die Gierbewegung führt hier nicht zu einer entsprechend großen Querbeschleunigung, wie sie im Realfahrzeug spür- und messbar wäre.

### 3.2.5 Modellbasierte prädiktive Regelung

Der Ansatz von DAGDELEN ET AL. [Dag04] verwendet die Methodik der modellbasierten prädiktiven Regelungstheorie. Dieses dynamische Optimierungsverfahren verwendet eine Kostenfunktion  $J$  ähnlich der des *Coordinated-Adaptiv*-Ansatzes. Diese wird hier allerdings auf der Basis des prädizierten Systemverhaltens für einen Vorhersagezeitraum  $N$  berechnet. und der erste Wert einer optimierten Steuersequenz  $u$  wird als aktuelle Positions- bzw. Winkelvorgabe genutzt. Für die Definition der, für die Optimierung zulässigen, Positionen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen, wird bei diesem Ansatz, genau wie beim *Optimal-Control*-Algorithmus, ein Wahrnehmungsmodell eingesetzt. In seiner Arbeit diskutiert DAGDELEN allerdings nur den Einsatz des Algorithmus bezogen auf einen einzigen Freiheitsgrad (longitudinale Beschleunigungen). Der Ansatz zielt auf die Vermeidung von fehlerhaften *Cues* ab, d. h. eine 1:1 Darstellung der Eingangssignale wird so lange wie möglich aufrecht gehalten. Unter Berücksichtigung der menschlichen Wahrnehmungsschwellen wird die Plattform anschließend abgebremst.

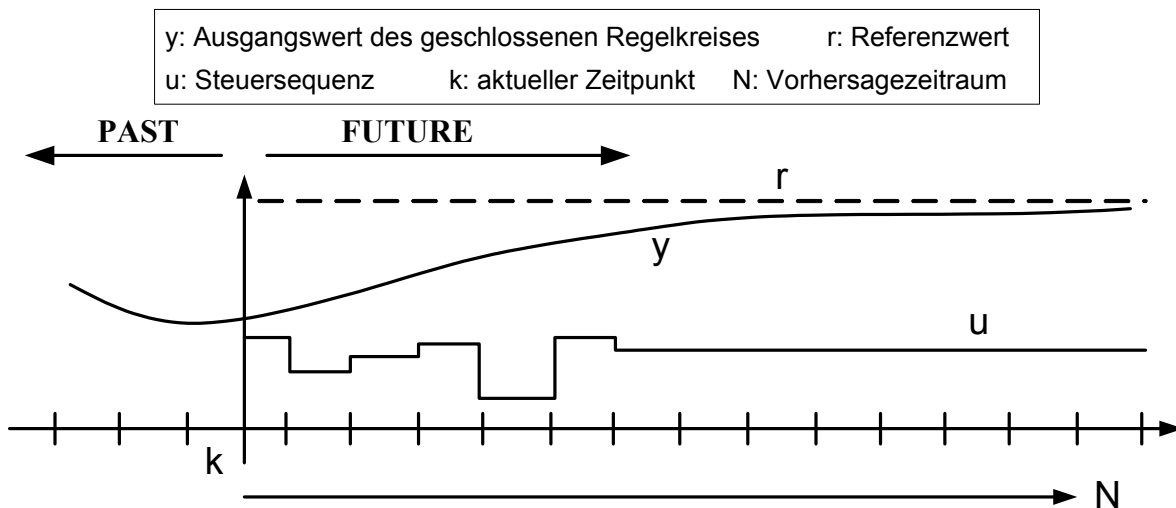


Abbildung 3-10: Prinzip der modellbasierten prädiktiven Regelung (nach DAGDELEN [Dag04]).

### 3.3 Simulatorspezifische Algorithmen

Eine wachsende Anzahl neuartiger Bewegungsplattformen (eine ausführliche Schilderung ist in Kapitel 4.4 zu finden) birgt immer wieder neue Möglichkeiten für die Bewegungsdarstellung, gleichzeitig bedeutet dies aber auch wachsende Anforderungen an die Algorithmen zu ihrer Ansteuerung. Im Folgenden sollen nun zwei speziell für die jeweiligen Zielsysteme entwickelten Algorithmen vorgestellt werden.

#### 3.3.1 Multi-Freiheitsgrad-Algorithmus

Um den Multi-Freiheitsgrad-Algorithmus von GRANT UND CLARK [Gra06a] einordnen zu können, muss man zuerst die Zusammensetzung der Bewegungssysteme betrachten, für deren Ansteuerung dieser Algorithmus entwickelt wurde. Der als NADS (*National Advanced Driving Simulator*) bekannte Simulator basiert auf einem X-Y-Schlitten, auf dem sich ein kleinerer Hexapod mit einer Kuppel befindet (s. Anhang B). Das Auto innerhalb der Kuppel steht auf einem Giertisch und ist zusätzlich über ein Vibrationssystem gelagert, welches hochfrequente Drehgeschwindigkeiten darstellen kann. Detaillierte technische Daten sind in Anhang B zu finden. Der entwickelte Algorithmus basiert im Wesentlichen auf der Struktur des *Classical Washout*. Dabei werden jedoch die Ausgangssignale derart aufgeteilt, dass jedes einzelne Bewegungssystem optimal eingesetzt werden kann. So können die verschiedenen Hoch- und Tiefpassfrequenzen entsprechend des von den jeweiligen Teilsystemen darstellbaren Frequenzspektrums gewählt werden. So werden z. B. bei translatorischen Beschleunigungen die anfänglichen *Cues* über das Hexapod-System mit seiner höheren Bandbreite wiedergegeben, bei den verbindenden *Cues* wird der große Arbeitsraum des X-Y-Schlittens genutzt und dauerhafte *Cues* werden wiederum über die Methode der *Tilt Coordination* mit dem Hexapod dargestellt. Eine besondere Schwierigkeit bei diesem Algorithmus besteht darin, die verschiedenen Systeme so aufeinander abzustimmen, dass kombinierte Bewegungen (z. B. Hexapod-Neigungen bei gleichzeitiger Rotation des Giertisches) keine zusätzlichen wahrnehmbaren fehlerhaften *Cues* produzieren.

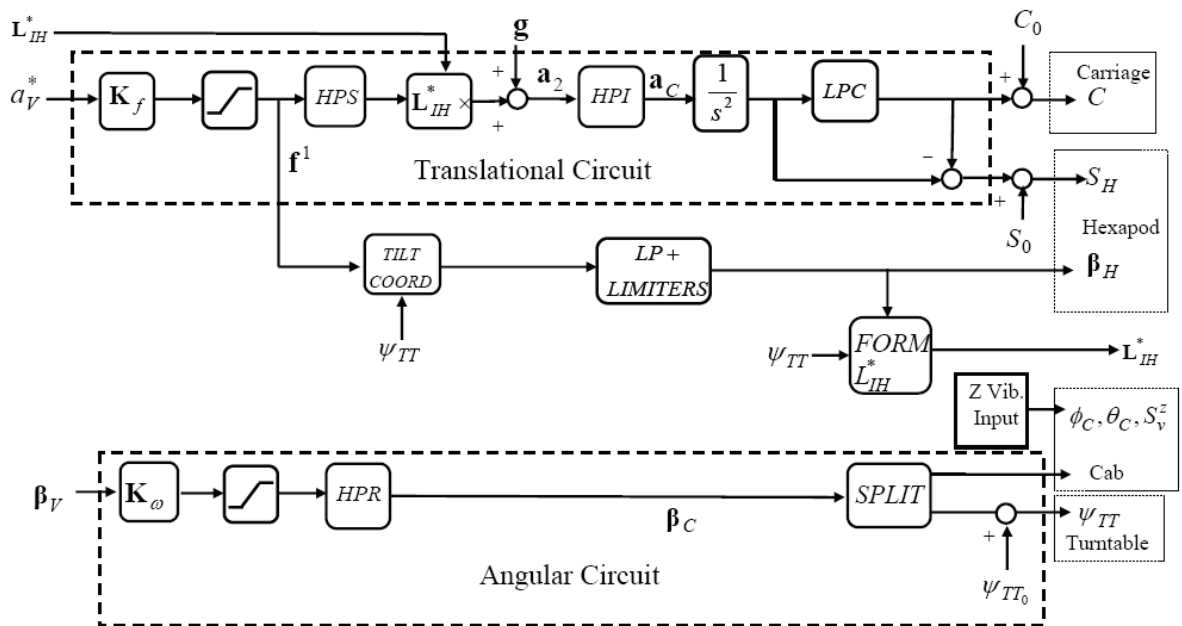


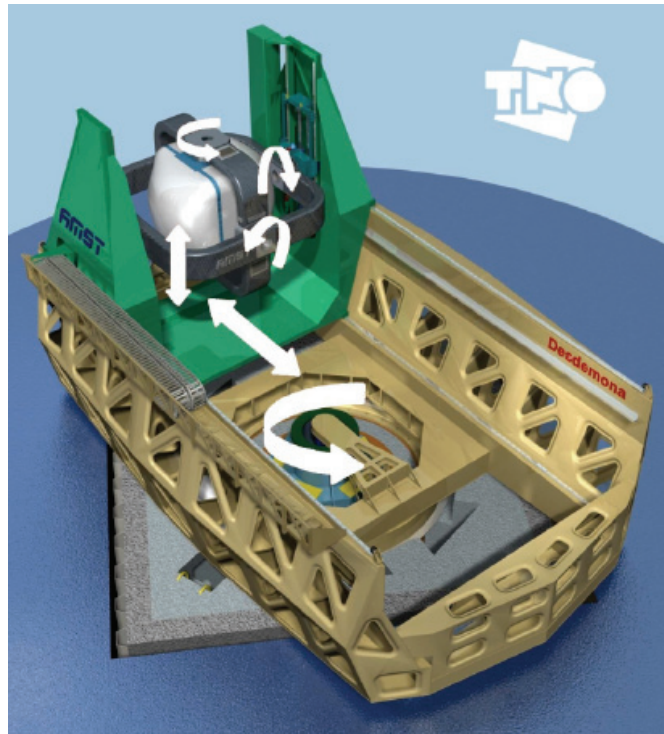
Abbildung 3-11: Multi-Freiheitsgrad Algorithmus (Quelle: GRANT UND CLARK [Gra06a])

### 3.3.2 Spherical Washout

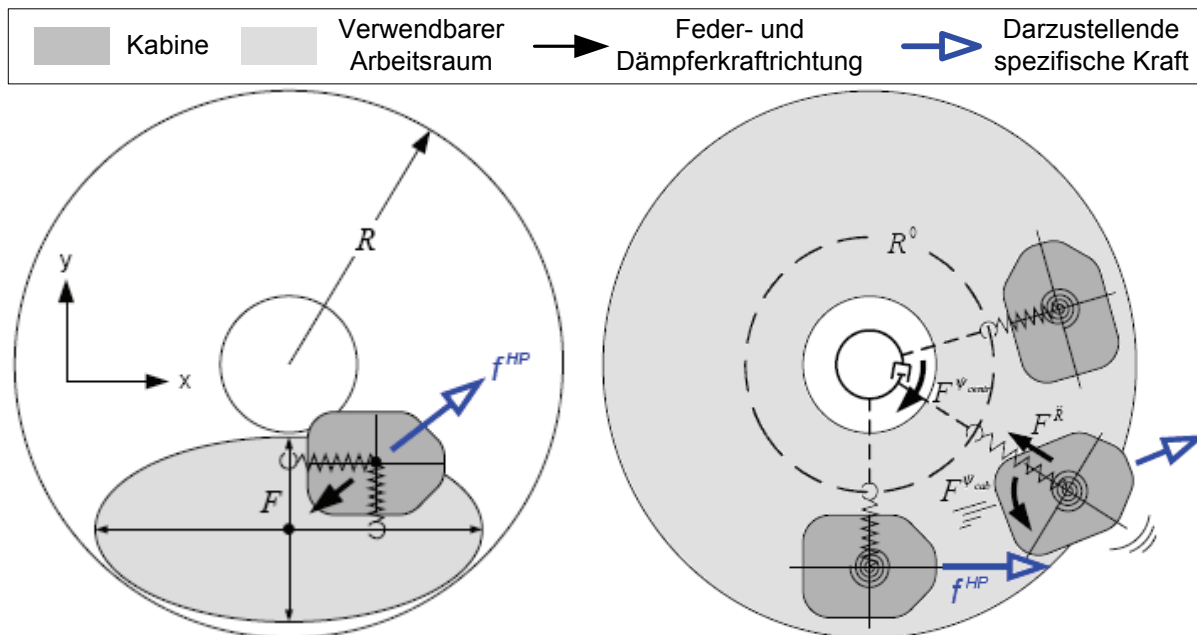
Ähnlich wie im letzten Abschnitt ist auch beim *Spherical Washout* ein Systemverständnis Voraussetzung für die Nachvollziehbarkeit des zugehörigen Algorithmus. Die sechs Freiheitsgrade des Simulators DESDEMONA, dessen Konzipierung sich grundlegend von herkömmlichen Bewegungsplattformen (Hexapod, Linearschlitten) unterscheidet, sind in Abbildung 3-12 dargestellt. Auf einer drehbar gelagerten Schiene kann ein Schlitten verfahren werden. Auf diesem Schlitten befindet sich eine kardanisch aufgehängte Kabine, die zusätzlich in vertikaler Richtung verfahren werden kann. Dabei sind in allen vier Drehachsen unbegrenzte Bewegungen möglich. Auch zu diesem Simulator sind genauere technische Daten in Anhang B zu finden.

Würde man bei diesem System einen klassischen *Motion-Cueing*-Algorithmus verwenden, bliebe ein Großteil des Arbeitsraumes ungenutzt (s. Abbildung 3-13, links). Mit der modifizierten Strategie bewirkt der *Washout* eine Rückkehr der Kabine auf einen *Washout*-Radius  $R^0$  in tangentialer Ausrichtung. Dagegen gibt es keinen definierten *Washout*-Punkt, wie es beim klassischen Verfahren der Ursprung des Plattform-Koordinatensystems ist (s. Abbildung 3-13, rechts). Folglich werden die anfänglichen *Cues* auf einer Kurvenbahn dargestellt.

Darüber hinaus ermöglichen die unabhängig voneinander ansteuerbaren Bewegungsrichtungen unterschiedlichste Strategien für die Darstellung von andauernden Beschleunigungen (andauernde *Cues*). So werden von WENTINK UND BLES [Wen05] z. B. vier Möglichkeiten für die Darstellung einer Kurvenfahrt betrachtet. Dabei sind Ansteuerungen über die herkömmliche *Tilt Coordination* ebenso möglich, wie die Ausnutzung von Zentripetalbeschleunigungen.



**Abbildung 3-12: Schematische Darstellung der Freiheitsgrade des Simulators DESDEMONA (Quelle: WENTINK ET AL. [Wen08])**



**Abbildung 3-13: Vergleich des Arbeitsraumes bei der Verwendung eines *Classical Washout* (links) gegenüber dem *Spherical-Washout*-Algorithmus (rechts) im Desorientierungssimulator Desdemona; Wirkrichtung des jeweiligen *Washout* bei einer darzustellenden spezifischen Kraft  $f^{HP}$  (Quelle: WENTINK UND BLES [Wen05])**

Für eine originalgetreue Darstellung des Gierens über den zentralen Drehteller, bei welchem die Querbeschleunigungen aufgrund des maximalen Drehradius von 4 m geringer sind als in der Realität, bietet der Simulator verschiedene Kompensationsstrategien. FEENSTRA ET AL. [Fee07] zeigen die resultierenden translatorischen Beschleunigungen und Winkelgeschwindigkeiten, die bei einer Kompensation durch *Tilt Coordination* einerseits und bei der Ausnutzung von Corioliskräften andererseits auftreten. In einem ersten Experiment konnten WENTINK ET AL. [Wen08] zeigen, dass ein speziell für Kurvenfahrten ausgelegter *Spherical-*

*Washout*-Algorithmus mit dem Fokus auf eine originalgetreue Darstellung des Gierens einen realistischeren Fahreindruck vermittelt, als es mit dem *Classical Washout* möglich ist.

### 3.4 Zusammenfassende Übersicht über den Stand der Forschung

Dieses Kapitel über den Stand der Forschung von *Motion-Cueing*-Algorithmen beschreibt die Bandbreite der bisher verwendeten und in der Literatur beschriebenen Ansätze. Die Darstellung umfasst dabei sowohl die herkömmlichen Ansätze in ihrer ursprünglichen Form als auch weiterentwickelte Varianten dieser Algorithmen oder einzelner Teilkomponenten sowie neuere Konzepte. Die Auswahl der beschriebenen Ansätze soll einen Überblick über bereits entwickelte und getestete *Motion-Cueing*-Algorithmen bieten. Dabei ist es nicht der Anspruch dieser Zusammenstellung, alle existierenden Algorithmen darzustellen. Vielmehr soll verdeutlicht werden, welche unterschiedlichen Methoden, wie z. B. die Einbindung von Umgebungsinformationen oder die Vermeidung bestimmter *Cues*, in aktuellen Ansätzen verwendet werden, um zu einer realitätsnahen Bewegungsdarstellung zu gelangen. Tabelle 3-2 fasst alle beschriebenen Algorithmen und Methoden noch einmal kurz zusammen.

**Tabelle 3-2: Übersicht über die beschriebenen Algorithmen und Methoden für eine realistische Bewegungsdarstellung**

Teilkapitel	Algorithmen, Methoden, wichtige Aspekte
3.1 Klassische Motion-Cueing-Algorithmen	<ul style="list-style-type: none"> <li>- ausführliche Beschreibung und Erläuterung grundlegender Strukturen und Methoden anhand des <i>Classical Washout</i></li> <li>- <i>Optimal Control</i> mit Gewichtungsfunktionen anstelle der Filter. Parameterbestimmung anhand von <i>SIL</i>-Optimierung</li> <li>- <i>Coordinated Adaptive</i> mit adaptiven Filterblöcken</li> </ul>
3.2 Weiterführende Ansätze	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Dämpfung von falschen <i>Cues</i> durch nichtlinearen HP-Filter</li> <li>- manöveradaptiver Algorithmus als Kombination aus nichtlinearen HP-Filtern, frequenzabhängiger Skalierung und Gewichtungsfaktoren (wie beim <i>Optimal Control</i>)</li> <li>- Verwendung komplementärer Filter</li> <li>- Einbeziehung von Umgebungsinformationen für Fahrspurbasierte Algorithmen</li> <li>- modellbasierte prädiktive Regelung für die Vermeidung fehlerhafter <i>Cues</i>; Strategie: 1:1-Darstellung so lange wie möglich aufrechterhalten</li> </ul>
3.3 Simulatorspezifische Algorithmen	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aufteilung und Koordination der Signalanteile für ein aus mehreren Teilsystemen bestehendes Bewegungssystem (Multi-Freiheitsgrad-Algorithmus)</li> <li>- alternatives Bewegungssystem mit speziell angepasstem MCA zur Ausnutzung der besonderen Bewegungsmöglichkeiten (<i>Spherical Washout</i>)</li> </ul>





## 4 Methodik und Einflussgrößen des Motion Cueing

Nachdem die Erläuterung grundlegender Begriffe und Mechanismen sowie in der Literatur beschriebener *Motion-Cueing*-Algorithmen Gegenstand des vorherigen Kapitels waren, sollen nun Eigenschaften und Effekte betrachtet werden, die einen wesentlichen Einfluss auf die Qualität der präsentierten, wahrnehmbaren Beschleunigungen haben. Die Diskussion wird über die Implementierung der *Motion-Cueing*-Algorithmen hinausgehen und auch die mechanischen Randbedingungen, Qualitäts- und Bewertungskriterien sowie Optimierungsmöglichkeiten beleuchten. Dabei sollen zum einen in der Literatur präsentierte Erkenntnisse und Ideen betrachtet werden, die im Rahmen der in den Kapiteln 3.1 bis 3.3 vorgestellten Algorithmen realisiert wurden. Zum anderen werden Methoden und Erkenntnisse vorgestellt, die im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurden und zum Teil wesentliche Neuerungen für die Entwicklung und Optimierung von *Motion-Cueing*-Algorithmen darstellen. Grundlage für diese Neuerungen sind u. a. auch die Ergebnisse von eigenen *Motion-Cueing*-Studien, die im Folgenden mit ihrer Kurzbezeichnung (MC1 bis MC6) referenziert werden und in Anhang G ausführlich beschrieben sind.

Aufgrund der Komplexität und der Vielfalt der Einflussfaktoren beschäftigen sich Veröffentlichungen zum Thema *Motion Cueing* üblicherweise nur mit ein oder zwei Teilaspekten. Dies gilt auch für umfangreichere Quellen, die in der Regel eine gute und hilfreiche Beschreibung eines besonderen Aspektes oder eines neuen Ansatzes liefern, sich aber im Wesentlichen darauf beschränken. Dieses Kapitel soll durch die gewählte Strukturierung und die Ausführlichkeit, mit der jeder einzelne, für das *Motion Cueing* relevante Aspekt beschrieben und diskutiert wird, einen Leitfaden für die Entwicklung, das Design und die Parametrierung eines *Motion-Cueing*-Algorithmus liefern. Dabei werden auch einige im Rahmen dieser Arbeit speziell für *Motion-Cueing*-Algorithmen entwickelte Methoden oder Komponenten vorgestellt. Der besseren Übersichtlichkeit wegen steht am Ende eines jeden inhaltlichen Abschnittes eine kurze Zusammenfassung der wesentlichen Methoden und Ergebnisse.

### 4.1 Bewertung von Algorithmen

Es stellt sich zunächst die grundsätzliche Frage, wie *Motion-Cueing*-Algorithmen bewertet werden sollten. Was sind geeignete Kriterien und Methoden? Die Frage nach der Güte von *Motion-Cueing*-Algorithmen ist auch immer verbunden mit der Frage nach Validität. Doch schon die Definition von Validität ist nicht eindeutig zu klären: Bis zu welchem Ausmaß müssen die einzelnen Elemente der Simulation (Fahrgeräusche, Visualisierung, Bewegung, etc.) die Realität wiedergeben? Ist eine Fahrsimulation dann valide, wenn der Fahreindruck als uneingeschränkt realistisch bewertet wird oder muss vielmehr das Fahrverhalten von Testfahrern mit dem in der Realität gezeigten übereinstimmen? Sind die Antworten auf diese Frage abhängig vom Ziel des Experimentes oder aber allgemeingültige Größen?

Eine umfassende Beantwortung dieser Fragen ist angesichts der skizzierten Komplexität nicht Gegenstand dieser Arbeit. Im Folgenden sollen daher nur Ansätze vorgestellt und diskutiert werden, die in der Literatur üblicherweise als Gütekriterium von *Motion-Cueing*-Algorithmen

verwendet werden. Zunächst werden dabei subjektive Kriterien behandelt, die meistens im Rahmen von Simulatorstudien anhand von Fragebögen ermittelt werden. Bei der Vorstellung der Gestaltung dieser Fragebögen sowie gängiger Analysemethoden werden auch die in eigenen *Motion-Cueing*-Studien gesammelten Erfahrungen berücksichtigt. Die zweite Methode, um Parametrierungen oder neue Algorithmen zu bewerten, ist die Analyse von objektiven Kriterien. Darunter fallen zum einen fahrdynamische Größen, welche das Fahrverhalten beschreiben und bei denen analysiert werden kann, ob bestimmte Änderungen im *Motion Cueing* auch zu einer Änderung des Fahrverhaltens führen. Zum anderen kann anhand von zwei in diesem Abschnitt vorgestellten Fehlerkriterien die Güte eines *Motion-Cueing*-Algorithmus ermittelt werden. Allerdings liefern beide Kriterien nur eine Aussage, die sich auf einzelne Charakteristiken beziehen. Im letzten Teil dieses Abschnittes wird daher der Versuch diskutiert ein allumfassendes Gütekriterium zu formulieren, welches die subjektive Bewertung widerspiegeln bzw. vorhersagen kann. Dabei wird ein in der Literatur beschriebener und im Rahmen dieser Arbeit weiterentwickelter Ansatz vorgestellt.

### 4.1.1 Subjektive Kriterien

Eine häufig angewandte Methode zur Bewertung der Güte eines neuen *Motion-Cueing*-Ansatzes oder einer neuen Parametrierung ist die Erhebung der subjektiven Einschätzung mehrerer Probanden über einen Fragebogen. Dabei werden unterschiedliche Kriterien erfragt, u. a. der Realismus des gesamten Fahreindrucks, insbesondere der wahrgenommenen Bewegungsrückmeldung, oder der Grad an auftretender Simulatorkrankheit (s. dazu auch Kapitel 2.2.2).

Zur Erfassung des Wohlbefindens der Probanden gibt es den *Simulator Sickness Questionnaire* (SSQ), welcher drei Gruppen von Unwohlsein definiert (Übelkeit, Desorientierung und okulomotorische Belastung, d. h. Unwohlsein verursacht durch Belastung oder Überreizung des Sehapparates, wie z. B. Schwindel, Fokussierungsschwierigkeiten, Kopfschmerzen, Augenschmerzen, verschwommene Sicht) und 28 verschiedene Symptome erfragt (z. B. [Dre04, Zay04]). Bei vielen Studien werden allerdings lediglich einige, den Fahrerzustand hinreichend beschreibende Symptome verbal oder schriftlich erfragt. Ein standardisierter Fragebogen ist der NASA TLX bzw. dessen reduziertes Pendant, der RTLX zur Erfassung der Belastung und Beanspruchung des Fahrers (z. B. [Nil93, Zay04]). Er umfasst u. a. Fragen nach mentaler Belastung, Zeitdruck, notwendigem Aufwand (Konzentration, Fahrhandlungen, etc.), Frustrationslevel der Aufgabe und der eigenen Fahrleistung. Dieser Fragebogen wird vor allem im Zusammenhang mit Studien zur Ermittlung des Fahrerverhaltens in bestimmten Situationen oder für die Bewertung der Funktionen neuer Fahrerassistenzsysteme eingesetzt.

Zur Einschätzung der Bewegungsrückmeldung sind keine standardisierten Fragebögen in der Literatur zu finden. Es existieren jedoch eine Vielzahl an unterschiedlichen Fragebögen, welche sich häufig ganz allgemein auf die Realitätsnähe der vom Probanden wahrgenommenen Bewegung beziehen (z. B. [Kug02, Gra03, Wen08]). In der Doktorarbeit von GUTRIDGE [Gut04] wird ein Versuch geschildert, bei dem diese Bewertung sehr detailliert durchgeführt wird. Hier werden Aspekte wie z. B. die Stärke der Rückmeldung, der Phasenfehler, die Geschmeidigkeit der Bewegungen oder Anzeichen von Orientierungsverlust erfragt. Nachdem in den ersten eigenen Studien MC2 und MC3 (s. Anhang G.2 und G.3) bei

der Verwendung von sehr allgemeinen Fragen nach der Realitätsnähe der Bewegungsrückmeldung, der Genauigkeit der Fahrzeugkontrolle und dem Sicherheitsempfinden keine Unterschiede zwischen den verglichenen *Motion-Cueing*-Varianten feststellbar waren, wurden in den folgenden Studien, ähnlich wie bei GUTRIDGE, Fragen nach einzelnen Aspekten der Bewegungsrückmeldungen gestellt. Diese konzentrierten sich im Wesentlichen auf die Stärke und das *Timing* der Bewegung. Mit dieser veränderten Fragestellung ließen sich statistische Unterschiede bei der Bewertung in Abhängigkeit vom Algorithmus oder der Parametrierung beschreiben (s. Anhang G.5 und G.6).


Die Vielfalt der Skalen, die für die Erfassung der unterschiedlichen Aspekte verwendet werden, ist groß. Numerische Einteilungen gibt es in allen Variationen: 5er-, 7er-, 10er- und 15er-Skalen mit rein positiven oder symmetrisch um null verteilten Werten. Oftmals werden auch Einteilungen mit formulierten Bewertungen vorgegeben (z. B. von „unrealistisch“ bis „sehr realistisch“, oder von „zu schwach“ bis „zu stark“). Dabei sind diskrete Abstufungen gebräuchlicher als die ebenfalls vorkommenden kontinuierlichen Skalen (z. B. bei WENTINK ET AL. [Wen08]). Eine im Rahmen dieser Arbeit häufig verwendete Methode ist die Bewertungserfassung über eine Kategorienunterteilungsskala, auch KU-Skala genannt [Hel81]. Die KU-Skala ist eine zweistufige 15er-Skala, die in ihrer ersten Stufe fünf verbale Einschätzungen unterscheidet und diese dann in einer zweiten Stufe hinsichtlich einer zusätzlichen Tendenz differenziert (s. Tabelle 4-1).

**Tabelle 4-1: Zweistufige, vom Probanden auszufüllende Kategorienunterteilungsskala (KU-Skala); 1. Stufe: verbale Unterteilung; 2. Stufe: Tendenz (oben); zur Auswertung verwendete lineare Skala von 1 bis 15 (unten)**

☐ sehr wenig			☐ wenig			☐ mittel			☐ stark			☐ sehr stark		
-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----



Viele Simulatorstudien sind so gestaltet, dass zur statistischen Auswertung der Fragebögen die Methode der Varianzanalyse (ANOVA) genutzt werden kann (z. B. [Woc01, Jam04]). Vereinfacht ausgedrückt wird mit dieser Methode ermittelt, wie hoch die Wahrscheinlichkeit ist, dass die analysierten Studienergebnisse in einem erneuten Versuch reproduziert werden können, also nicht zufällig entstanden sind. Dabei gilt für die ermittelte Zufälligkeit  $p$  bezüglich der Signifikanz des Ergebnisses (und damit gewissermaßen dessen Verlässlichkeit):

- $p \geq 0,1$       nicht signifikant
- $p < 0,1$       tendenziell signifikant
- $p < 0,05$     signifikant
- $p < 0,001$    stark signifikant

Alternativ zur Bewertung eines einzelnen *Motion-Cueing*-Algorithmus auf einer Skala wird auch häufig ein vergleichender Ansatz genutzt. So bewerten WENTINK ET AL. [Wen08] drei

unterschiedliche Verfahren bei der Ansteuerung ihres Simulators mittels einer von jedem Probanden zu bildenden Rangreihenfolge, welche nach Durchführung von drei Simulatorfahrten erstellt wird. REID UND NAHON [Rei86b], GRANT ET AL. [Gra03], SAMMET [Sam07] und CORREIA GRÁCIO ET AL. [Cor09] verwenden die Methode des „paarweisen Vergleiches“. Dabei werden jeweils zwei Einstellungen miteinander verglichen. Bezogen auf das *Motion Cueing* werden also zwei Algorithmen oder zwei Parametrierungen nacheinander gefahren und anschließend vergleichend bewertet. Bei vollständigen Vergleichen, bei denen jede Einstellung jeder anderen genau einmal gegenüber gestellt wurde (A-B, A-C und B-C), kann eine Aussage getroffen werden, welche der Proband insgesamt bevorzugt, bzw. als am realistischsten einschätzt. Hat der Proband jedoch inkonsistent bewertet, ergibt sich keine eindeutige Reihenfolge (z. B.: „A ist besser als B“, „B ist besser als C“, „C ist besser als A“). Der Grad der Konsistenz kann über Gleichung (4.1) für eine beliebige Anzahl  $n$  unterschiedlicher Einstellungen angegeben werden, wobei ein Resultat von 1 eine vollständig konsistente Bewertung kennzeichnet und ein kleinerer Wert auf Unstimmigkeiten hinweist.

$$k_0 = 1 - \frac{24 \cdot c}{n \cdot (n^2 - i)} \begin{cases} i = 1 & n \text{ ungerade} \\ i = 4 & n \text{ gerade} \end{cases} \quad (4.1)$$

$$\text{mit } c = \frac{n}{24} (n^2 - 1) - \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n \left( z_i - \frac{n-1}{2} \right)^2$$

Bei vollständiger Permutation mit Variation der Reihenfolge (A-B, B-A, A-C, C-A, B-C und C-B) liefert diese Methode jedoch keine sinnvollen Konsistenzwerte.

Anstelle dieser Methode kann insbesondere bei sehr kleinen Stichproben (kleine Anzahl an Versuchsteilnehmern) auf verteilungsfreie statistische Methoden wie z. B. Kendall's Konkordanzanalyse [Bor00] zurückgegriffen werden. Dabei wird die Übereinstimmung der Urteile mehrerer Probanden über den Konkordanzkoeffizienten  $W$  angegeben. Der auch als Kendall's  $W$  bekannte Kennwert bewegt sich im Wertebereich von 0 (keinerlei Übereinstimmung) bis 1 (vollständige Übereinstimmung). Über die Rangsumme  $T_i$  (s. Beispiel in Tabelle 4-2) kann die Quadratsumme der empirischen Rangsummen (QSR) folgendermaßen ermittelt werden:

$$QSR = \sum_{i=1}^N T_i^2 - \frac{\left( \sum_{i=1}^N T_i \right)^2}{N} \quad (4.2)$$

Die maximale Quadratsumme in Abhängigkeit der Anzahl der Bewerter  $m$  und der zu vergleichenden Einstellungen oder Algorithmen  $N$  ergibt sich zu

$$\max. QSR = m^2 \cdot \frac{N^3 - N}{12} \quad (4.3)$$

Mit diesen beiden Kenngrößen lässt sich nun der Konkordanzkoeffizient bestimmen:

$$W = \frac{QSR}{\max. QSR} \quad (4.4)$$

Für das in Tabelle 4-2 dargestellte Beispiel ergibt sich mit  $QSR = 35$  und  $\max. QSR = 45$  ein hoher Konkordanzwert von  $W = 0,78$ . Über den Wert von  $QSR$  lässt sich auch anhand entsprechender Tabellen (z. B. in [Bor00]) bestimmen, ob das Ergebnis signifikant wird.

**Tabelle 4-2: Beispielhafte Rangreihenfolge bei m Bewertern (x, y, z) und N zu vergleichenden Algorithmen (A - D) sowie Berechnung der Konkordanz mithilfe der Rangsummen  $T_i$**

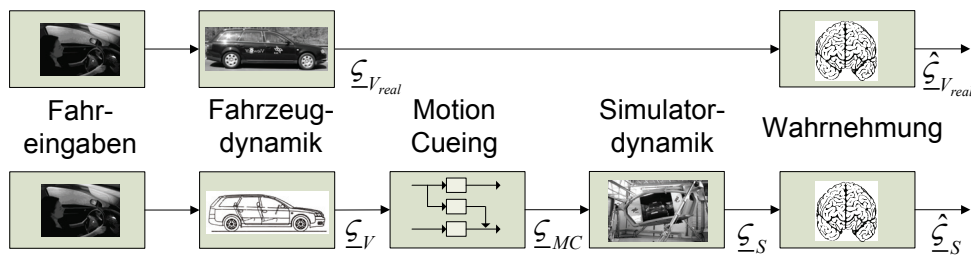
		N=4			
		A	B	C	D
m=3	x	1	2	4	3
	y	2	1	4	3
	z	1	3	4	2
$T_i$		4	6	12	8

Es existiert eine große Zahl weiterer Tests und Methoden, die jedoch nur selten im Zusammenhang mit der Bewertung von *Motion-Cueing*-Algorithmen Verwendung finden und daher an dieser Stelle nicht betrachtet werden. Eine Auflistung verschiedener Studien und der darin verwendeten subjektiven Kriterien ist in Anhang E zu finden.

In der Praxis erweist es sich für die Probanden häufig als schwierig, ein absolutes Urteil (also eine Skalenbewertung) abzugeben. Oftmals leidet die Konsistenz der Aussagen unter der Unsicherheit bei der Bewertung und der Überlagerung mit anderen Effekten (z. B. Lerneffekte). Es zeigt sich, dass allgemeinere Fragen kaum signifikante Unterschiede in Bezug auf die Variation des *Motion Cueing* bewirken. Während z. B. „Als wie realistisch bewerten sie die Kurvenfahrt?“ oder ähnliche Formulierungen oftmals zu nicht signifikanten Ergebnissen führen, liefert die Frage nach der Stärke oder dem *Timing* der Bewegungsrückmeldung bei einer Kurveneinfahrt zu variierenden Bewertungen. Eine vielversprechende alternative Methode ist im Allgemeinen der „paarweise Vergleich“. Relative Aussagen fallen den Probanden leichter und dementsprechend sind höhere Konsistenzen erreichbar. Eine allgemeine Bewertung zusätzlich zum „paarweisen Vergleich“ ist dennoch unverzichtbar, um die Gesamtgüte der als am Besten bewerteten Einstellung abschätzen zu können.

Grundsätzlich hängt das Urteilsvermögen der Testpersonen allerdings auch vom Grad des spürbaren Unterschiedes zwischen den getesteten *Motion-Cueing*-Varianten ab. Dieser ist ein wichtiges Kriterium bei jedem Versuchsdesign: Sind die Unterschiede zu groß, werden die Aussagen leicht trivial (vor allem, wenn ein Zustand mit hoher Wahrscheinlichkeit als besser empfunden wird). Sind sie jedoch zu gering, werden die Bewertungen eher zufällig ausfallen und zu keinen klaren Aussagen führen. Eine wichtige Frage beim Versuchsdesign ist damit die nach dem Ziel der Untersuchung und der zu diesem Zweck am besten geeigneten Methodik.

Ein Vergleich der Aktionsketten im realen Fahrzeug und im Simulator (Abbildung 4-1) zeigt, dass zwei weitere Aspekte bei der subjektiven Bewertung zu berücksichtigen sind: Zum einen gibt es im Simulator neben dem *Motion Cueing* die zusätzliche Komponente der Simulardynamik, welche die berechneten und darzustellenden, in  $\underline{\zeta}_{MC}$  zusammengefassten Beschleunigungen und Winkelgeschwindigkeiten beeinflusst. Zum anderen spielt es eine Rolle, wie genau die Ausgangssignale der Fahrdynamiksimulation  $\underline{\zeta}_V$  denen eines realen Fahrzeugs  $\underline{\zeta}_{V_{real}}$  entsprechen. Beide Aspekte sind zu beachten, da eine Bewertung des *Motion Cueing* immer eine Bewertung der letztendlich spürbaren Beschleunigungen und Winkelgeschwindigkeiten  $\hat{\underline{\zeta}}_S$  ist, und somit implizit auch die Güte der Fahrdynamiksimulation und des Bewegungssystems umfasst.



**Abbildung 4-1: Aktionskette im Realfahrzeug (oben) im Vergleich zum Simulator (unten)**

Bei relativen Vergleichen von *Motion-Cueing*-Algorithmen sind diese Faktoren zwar konstant, es ist jedoch nicht auszuschließen, dass ein Algorithmus, der die Beschleunigungen exakter nachbildet, als schlechter bewertet wird, wenn er folglich auch unrealistische, als falsch wahrgenommene Fahrzeugbeschleunigungssignale entsprechend deutlicher darstellt. Eine verlässliche Validierung der Fahrdynamiksimulation ist daher in diesem Zusammenhang von zentraler Bedeutung.

### 4.1.2 Objektive Kriterien

Als objektive Kriterien werden üblicherweise physikalisch basierte Kenngrößen verwendet, die entweder die Fahrleistung oder das Fahrverhalten beschreiben. Dabei ist die Leistung durch die gezeigte Qualität oder die erreichte Güte beim Erledigen einer gestellten Fahraufgabe definiert (z. B. das Anhalten möglichst nahe an einer Linie oder das schnelle Durchfahren eines Slalomparcours). Unter Fahrverhalten sind dagegen Kriterien zusammengefasst, die den individuellen, zum Teil sehr unterschiedlichen Fahrstil beschreiben, wie z. B. die Anzahl der Lenkkorrekturen nach einem Abbiegemanöver oder die Bremsstrategie, um an einem bestimmten Punkt zum Stehen zu kommen. Wie an diesen beiden Beispielen bereits deutlich wird, sind die betrachteten Fahrmanöver meist einer der beiden Kategorien longitudinale oder laterale Fahrdynamik zuzuordnen. Zum Test von *Motion-Cueing*-Algorithmen werden demnach vorwiegend Manöver aus einer dieser beiden Kategorien ausgewählt. Die am häufigsten anzutreffenden sind in der folgenden Aufzählung zusammengefasst:

- Longitudinale Fahrmanöver (z. B. [Boe00, Boe01, Nah90, Nau93, All94])
  - Beschleunigen
  - Bremsen während der Fahrt
  - Bremsen bis zum Stillstand

- Laterale Fahrmanöver (z. B. [Boe00, Nah90, Käd95, Rey01])
  - Abbiegen
  - Kurvenfahrt
  - (Doppelter) Spurwechsel
  - Kreisverkehr

Vor allem für die Querdynamik gibt es verschiedene ISO-Standardisierte Fahrmanöver (s. a. Kapitel 4.2.1). Dabei handelt es sich jedoch um extreme Manöver, welche vorwiegend für die Identifikation der fahrdynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs oder eines Fahrzeugmodells geeignet sind. Die oben angegebenen Manöver (mit Ausnahme des doppelten Spurwechsels) sind dagegen üblicherweise so ausgewählt, dass sie normale Manöver und damit häufig vorkommende Beschleunigungsverläufe repräsentieren.

Häufig verwendete Messgrößen für Manöver mit longitudinaler Charakteristik sind u. a. die Fahrgeschwindigkeit  $v_x$ , die Bremsdauer  $\Delta t_{brake}$  und die Beschleunigung  $a_x$ , aber auch die Reaktionszeit  $\Delta t_{reaction}$ , die Pedalwechselzeit  $\Delta t_{transition}$  oder der Abstand von einem Haltepunkt  $d_{stopping}$ . Zwei wichtige Kenngrößen sind darüber hinaus die *Time-To-Collision (TTC)* und der *Time Headway (THW)*: Die *TTC* beschreibt die Zeitspanne, die noch zur Verfügung steht, bevor es bei gleichbleibender Geschwindigkeiten des eigenen und des vorausfahrenden Fahrzeugs zu einem Kontakt mit letzterem kommt. Der *THW* dagegen beschreibt die Zeit, die verstreicht, bevor ein stehendes Hindernis oder eine Haltelinie erreicht wird. Eine konstante Geschwindigkeit des eigenen Fahrzeugs wird auch zur Berechnung dieser Kenngröße vorausgesetzt. Für vorwiegend laterale Manöveranteile sind die wesentlichsten Kenngrößen neben den bereits aufgeführten Größen der Fahrgeschwindigkeit  $v_x$  und der Beschleunigungen (hier vor allem die Querbeschleunigung  $a_y$ ) auch die Querablage  $\Delta d_y$  (Abweichung von der Mitte der Fahrspur), der Lenkwinkel  $\delta_L$ , die Umlenkrate  $swrr$  (engl. *steering wheel reversal rate*) und die Häufigkeit des Spurverlassens. Weitere Messgrößen, die jedoch vor allem im Zusammenhang mit Fahrverhaltensuntersuchungen verwendet werden, sind die psychophysiologischen Kenngrößen, wie z. B. die Herz- und die Atemfrequenz ( $f_{heart}$ ,  $f_{breath}$ ), die Hauttemperatur  $T_{skin}$ , die Hautleitfähigkeit  $\sigma_{skin}$ , die Muskelspannung oder auch das Muster der Augenbewegungen (s. [Dai90, Tom08, Cla06]). Eine detaillierte Übersicht über die Verwendung dieser Messgrößen in verschiedenen Studien ist in Anhang E zu finden.

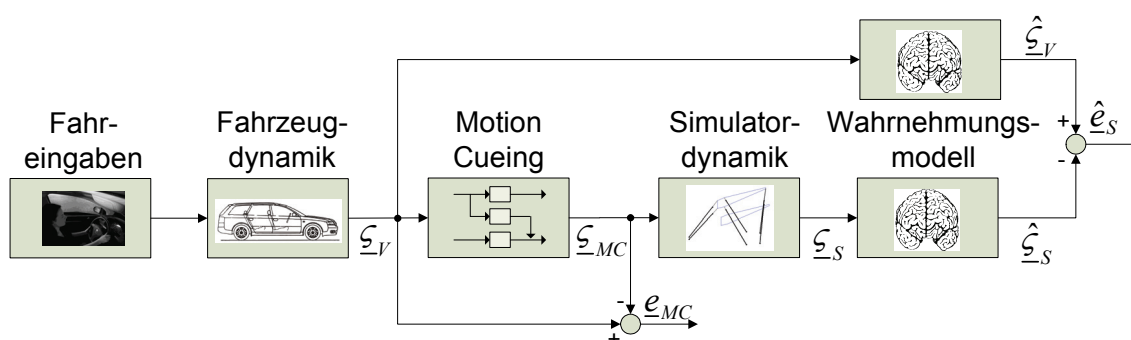
Der Mittelwert der Fahrgeschwindigkeit liefert eine Aussage über die bevorzugte individuelle Fahrgeschwindigkeit bzw. die Genauigkeit beim Einhalten der Geschwindigkeitsvorgaben. Hingegen ist die Standardabweichung dieses Wertes, vor allem auf geraden Streckenabschnitten ohne Wechsel der erlaubten Geschwindigkeit, ein gutes Maß für die Fähigkeit, die gewünschte Geschwindigkeit konstant beizubehalten. Eine vergleichbare Aussage bezogen auf die Querdynamik liefert die Standardabweichung der Querablage. Die Umlenkrate kennzeichnet dagegen den Aufwand, den der Fahrer betreibt bzw. betreiben muss, um das Fahrzeug auf der Straße zu halten. Eine Definition dieses Wertes ist z. B. im HASTE-Projektbericht zu finden [Uol06]. Einige Größen sind jedoch nur sinnvoll auszuwerten, wenn ein Vergleich mit Realfahrten angestellt wird oder aber allgemeingültige Aussagen über die absoluten Werte der Kriterien getroffen werden können. So könnte z. B. eine niedrige akzeptierte *TTC* beim Ausführen von Nebenaufgaben wie der Einstellung eines Radiosenders

entweder auf ein hohes Risikopotenzial dieser Tätigkeiten hinweisen oder aber auf eine unrealistische Einschätzung von Entfernungen und Geschwindigkeiten in der virtuellen Umgebung der Fahrsimulation.

Es ist von hoher Wichtigkeit, stets die beiden Kriterientypen, Fahrleistung und Fahrverhalten, in die Analyse mit einzubeziehen, da ein gutes Ergebnis beim Erledigen einer gestellten Aufgabe auch durch ein stark verschlechtertes oder unrealistisches Fahrverhalten erreicht werden kann. So wird immer wieder von einem, in der Realität nicht in entsprechender Ausprägung vorkommenden, Bremsverhalten in Fahrsimulatoren berichtet (häufiges bzw. unterbrochenes Betätigen des Bremspedals [Brü06b, Boe00]). Auch kann z. B. bei hochdynamischen Fahrmanövern die Aufgabe durch eine nicht vorhandene Bewegungsrückmeldung unter Umständen erleichtert werden und somit Strategien ermöglichen, die zwar zu besseren Ergebnissen wie schnelleren Slalomfahrten oder Spurwechseln führen, jedoch in der Realität nicht anzuwenden wären. Es ist daher beim Versuchsdesign und bei der späteren Datenanalyse genau zu berücksichtigen, welche Werte miteinander korrelieren können und für ein vollständiges Bewertungsschema von Bedeutung sind. Besteht die Möglichkeit einer gegenseitigen Beeinflussung zweier Kenngrößen, so sind stets beide zu betrachten. Die bereits im Zusammenhang mit den subjektiven Kriterien herausgestellte Wichtigkeit der Validität der Fahrdynamiksimulation spielt auch bei der Bewertung der objektiven Daten eine entscheidende Rolle. Dabei stellt sich in der Praxis immer wieder die Frage, wie genau ein Fahrdynamikmodell für die Nutzung in einem Fahrsimulator sein muss, um die Realität ausreichend darzustellen [Pov90]. Einerseits sollten alle für die Fahrzeugführung notwendigen Signale korrekt wiedergegeben werden, andererseits führt eine zu hohe Komplexität sehr leicht zu unerwünschten Artefakten in den Ausgangssignalen der Simulation, die aufgrund der komplexen Zusammenhänge und einer oft großen Anzahl an Parametern nur mit viel Zeitaufwand korrigiert werden können. Im Wesentlichen wird diese Frage jedoch durch die an die Simulation gestellten Anforderungen beantwortet: Je genauer ein Fahrdynamiksignal dargestellt werden soll, desto präziser und valider muss auch die Fahrdynamiksimulation sein.

### 4.1.3 Objektivierung subjektiver Kriterien

Das optimale Bewertungskriterium wäre eine quantifizierbare Kenngröße, die in guter Näherung mit der subjektiven Wahrnehmung in Bezug auf die Güte eines *Motion-Cueing*-Algorithmus übereinstimmt. Zwei Kenngrößen, die diese bewerten, sind die in Abbildung 4-2 dargestellten Fehlerkriterien.



**Abbildung 4-2: Zusammenhänge zwischen der Aktionskette im Simulator und den Fehlerkriterien für die Bewertung von *Motion-Cueing*-Algorithmen**



Der *Motion-Cueing*-Fehler  $\underline{e}_{MC}$  beschreibt die Differenz der auf den Fahrer im Fahrzeug bzw. im Simulator wirkenden spezifischen Kräfte:

$$\underline{e}_{MC} = \underline{f}_V - \underline{f}_{MC} = \begin{bmatrix} \underline{f}_V^{(V)} \\ \underline{\omega}_V^{(V)} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \underline{f}_{MC}^{(S)} \\ \underline{\omega}_{MC}^{(S)} \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

mit  $\underline{f}_{MC}^{(S)} = \underline{a}_{MC}^{(S)} - \underline{g}^{(S)}$  nach Gleichung (2.1).

Die durch Neigung der Simulatorplattform in Längs- oder Querrichtung wahrnehmbare Gravitationsbeschleunigung (s. Kapitel 2.2.1, Abbildung 2-3) ergibt sich aus  $\underline{g}^{(S)}$ . Dieser Anteil berechnet sich über die Rotationsmatrix  $\underline{L}_{SI}$  (s. Kapitel 2.4) zu

$$\underline{g}^{(S)} = \underline{L}_{SI} \cdot \underline{g}^{(I)} = \begin{bmatrix} g \cdot \sin \theta_{MC} \\ -g \cdot \cos \theta_{MC} \cdot \sin \varphi_{MC} \\ -g \cdot \cos \theta_{MC} \cdot \cos \varphi_{MC} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

Üblicherweise wird der Fehler über die Dauer eines bestimmten Eingangssignals gemittelt. Mit dieser Kenngröße kann das Übertragungsverhalten des Algorithmus für jeden einzelnen der sechs Freiheitsgrade beschrieben werden; eine Aussage über die Gewichtung der resultierenden Fehler zueinander wird jedoch nicht geliefert. Auch wird mit dieser Methode ein kurzer aber starker Beschleunigungsfehler genauso bewertet, wie eine lang andauernde, möglicherweise gar nicht wahrnehmbare, kleinere Abweichung.

Diese unterschiedlichen Charakteristiken werden dagegen bei der Berechnung des wahrgenommenen Fehlers  $\hat{\underline{e}}_s$  durch die Verwendung eines Wahrnehmungsmodells berücksichtigt. Auch der Einfluss der Simulatordynamik geht in die Berechnung mit ein (s. Abbildung 4-2). Prinzipiell ist diese Kenngröße also ein gutes Maß für die Güte des verwendeten *Motion-Cueing*-Algorithmus. Jedoch ist auch diese Methode, ähnlich wie die subjektive Bewertung, von weiteren Faktoren abhängig: In diesem Fall spielen die Güte des Simulatordynamikmodells und die Genauigkeit des Wahrnehmungsmodells eine wesentliche Rolle. Insbesondere bei der Modellierung der menschlichen Wahrnehmung gibt es derzeit noch eine Vielzahl offener Fragen (s. a. Kapitel 2.2.3) und somit eine große Unsicherheit bei der Analyse der Ausgangsdaten dieser Modelle. Darüber hinaus wird auch bei diesem Kriterium keine Aussage über die Gewichtung der einzelnen wahrnehmbaren Beschleunigungsfehler getroffen. Der wahrgenommene Fehler  $\hat{\underline{e}}_s$  wird z. B. für die Parametrierung des *Optimal-Control*-Algorithmus (Kapitel 3.1.2) oder des *Model-Predictive-Control*-Algorithmus (Kapitel 3.2.5) verwendet, allerdings oftmals unter Vernachlässigung der Simulatordynamik.

Beispielhaft sind beide Fehlertypen in Abbildung 4-5 für die Verwendung des in Kapitel 3.1.1 beschriebenen *Classical-Washout*-Algorithmus ohne (Signalverläufe dargestellt in Abbildung 4-3) und mit (Signalverläufe dargestellt in Abbildung 4-4) Verwendung eines Wahrnehmungsmodells, wie es am Ende von Kapitel 2.2.3 erläutert wird, dargestellt. Die Simulatordynamik wird bei diesem Beispiel vernachlässigt. Die Parametrierung des Algorithmus und das Fahrmanöver wurden so gewählt, dass der Unterschied in den Signalverläufen verdeutlicht wird.

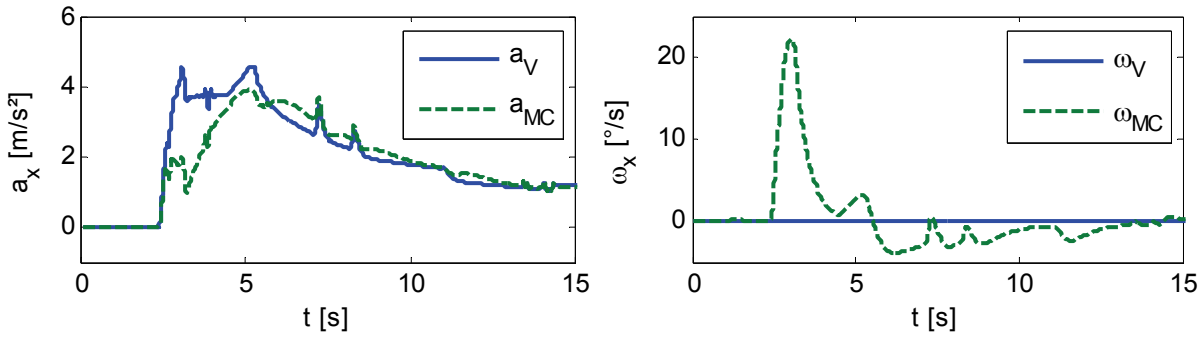


Abbildung 4-3: Vergleich der Signale vor und nach dem *Motion-Cueing*-Algorithmus bei einer Längsbeschleunigung

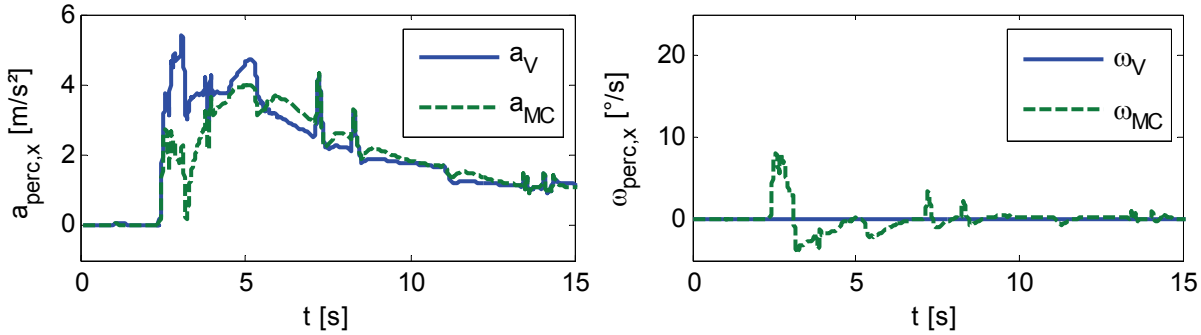


Abbildung 4-4: Vergleich der Signale vor und nach dem *Motion-Cueing*-Algorithmus unter Berücksichtigung der Wahrnehmung

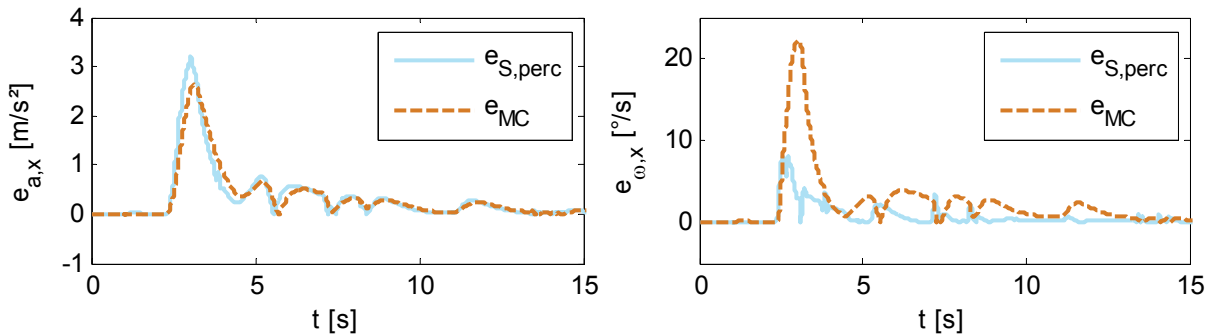


Abbildung 4-5: Darstellung der Fehlersignale für den *Motion-Cueing*-Fehler  $e_{MC}$  (berechnet aus den Signalverläufen in Abbildung 4-3) und den wahrgenommenen Fehler  $\hat{e}_S$  (berechnet aus den Signalverläufen in Abbildung 4-4)

Bei der translatorischen Beschleunigung ist die Empfindlichkeit der Otolithen gegenüber hochfrequenten Änderungen zu erkennen und die Darstellung der Drehgeschwindigkeit zeigt die Amplitudendämpfung bei der Wahrnehmung dieser Messgröße (Abbildung 4-4). Wie anhand der beiden Graphiken in Abbildung 4-5 ersichtlich wird, führt die Bewertung eines Motion-Cueing-Algorithmus, je nach betrachtetem Kriterium und Freiheitsgrad, zu unterschiedlichen Ergebnissen.

Eine detaillierte Betrachtung des *Motion-Cueing*-Fehlers  $e_{MC}$  wurde durch POULIOT ET AL. [Pou98] vorgenommen. Sie verwenden die zwei Güteindikatoren  $\lambda_1$  und  $\lambda_2$ , welche die Fehler in den Signalen der translatorischen Beschleunigungen und Winkelgeschwindigkeiten (Gleichung (4.7)) sowie in deren Ableitungen, also dem Ruck und den Winkelbeschleunigungen (Gleichung (4.8)) beschreiben.

$$\lambda_1 = \frac{100}{f_{norm}} \cdot \frac{1}{N} \sum_{j=0}^N \underbrace{\sqrt{\Delta f_{xj}^2 + \Delta f_{yj}^2 + \Delta f_{zj}^2}}_{\lambda_{1f}} + \frac{100}{\omega_{norm}} \cdot \frac{1}{N} \sum_{j=0}^N \underbrace{\sqrt{\Delta \omega_{xj}^2 + \Delta \omega_{yj}^2 + \Delta \omega_{zj}^2}}_{\lambda_{1\omega}} \quad (4.7)$$

mit  $\Delta f_i = f_{V,i} - f_{MC,i} \Big|_{i=x,y,z}$  und  $\Delta \omega_i = \omega_{V,i} - \omega_{MC,i} \Big|_{i=x,y,z}$

$$\lambda_2 = \frac{100}{\dot{f}_{norm}} \cdot \frac{1}{N-1} \sum_{j=1}^N \underbrace{\sqrt{\delta f_{xj}^2 + \delta f_{yj}^2 + \delta f_{zj}^2}}_{\lambda_{2f}} + \frac{100}{\dot{\omega}_{norm}} \cdot \frac{1}{N-1} \sum_{j=1}^N \underbrace{\sqrt{\delta \omega_{xj}^2 + \delta \omega_{yj}^2 + \delta \omega_{zj}^2}}_{\lambda_{2\omega}} \quad (4.8)$$

mit  $\delta f_i = \frac{df_{V,i}}{dt} - \frac{df_{MC,i}}{dt} \Big|_{i=x,y,z}$  und  $\delta \omega_i = \frac{d\omega_{V,i}}{dt} - \frac{d\omega_{MC,i}}{dt} \Big|_{i=x,y,z}$

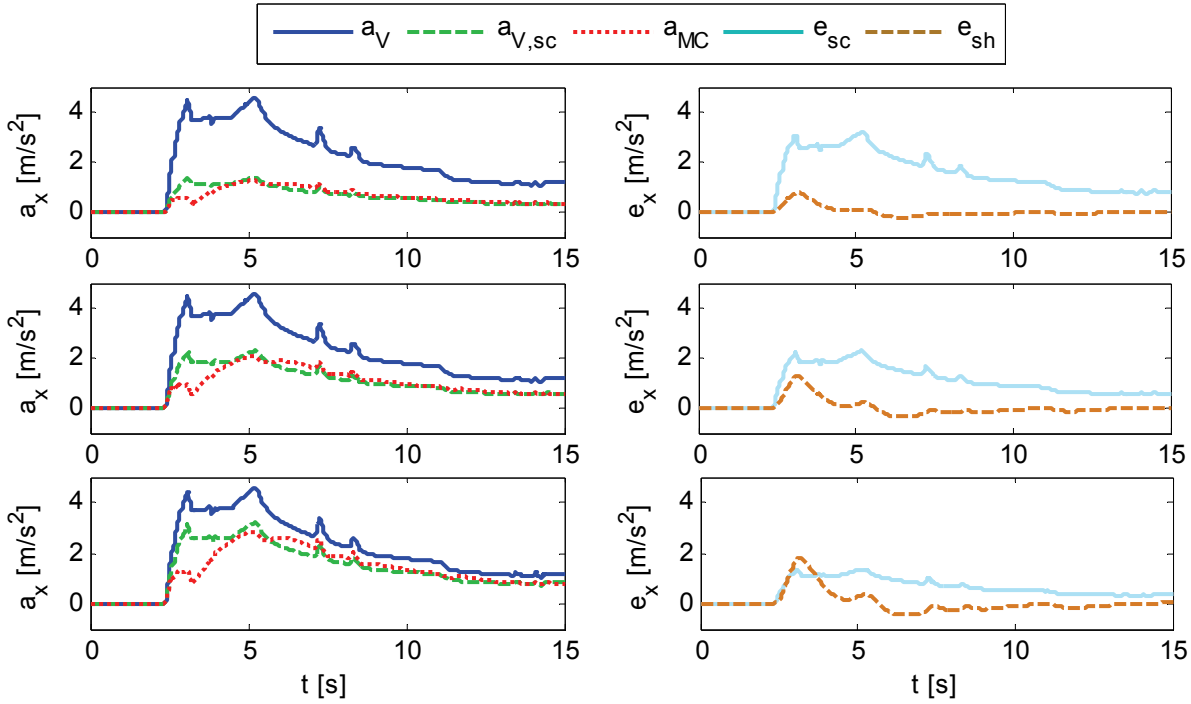
Dabei werden als Normierungsgrößen  $(\underline{f}_{norm}, \underline{\omega}_{norm}, \dot{\underline{f}}_{norm}, \dot{\underline{\omega}}_{norm})$  die maximal mit der verwendeten Bewegungsplattform darstellbaren Signalgrößen verwendet.

Im Folgenden wird eine Weiterentwicklung dieses Algorithmus vorgestellt, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit entstanden ist (s. a. [Lor08]). Dazu wird zunächst das oben erläuterte Fehlersignal  $\underline{e}_{MC}$  noch einmal differenzierter betrachtet: Zwei Faktoren bestimmen die Änderung der Algorithmus-Ausgangsdaten gegenüber den Eingangsdaten: die Skalierung und die Filterung (vgl. Kapitel 3.1.1). Beide Faktoren werden ausführlich in den folgenden Abschnitten diskutiert. An dieser Stelle genügt jedoch ein Vergleich der durch sie verursachten Anteile am Fehlersignal: der Skalierungsfehler  $\underline{e}_{sc}$  sowie der Formfehler  $\underline{e}_{sh}$ , welche in Addition den Gesamtfehler

$$\underline{e}_{MC} = \underline{e}_{sc} + \underline{e}_{sh} \quad (4.9)$$

mit  $\underline{e}_{sc} = \underline{\varepsilon}_V - \underline{\varepsilon}_{Vsc} = \underline{\varepsilon}_V \cdot (1 - \underline{k})$  und  $\underline{e}_{sh} = \underline{\varepsilon}_{Vsc} - \underline{\varepsilon}_{MC} = \underline{k} \cdot \underline{\varepsilon}_V - \underline{\varepsilon}_{MC}$

ergeben. Anhand eines Längsbeschleunigungssignals wird der Einfluss beider Fehlertypen grafisch veranschaulicht (Abbildung 4-6). Es ist deutlich zu erkennen, dass bei einer Skalierung mit dem Faktor 0,5 oder kleiner (Abbildung 4-6 oben und mittig) über fast den gesamten Signalbereich der Skalierungsfehler mindestens doppelt so groß ist wie der Formfehler. Da der Mensch die Amplitude einer Beschleunigung ohnehin nur ungenau schätzen kann (s. Kapitel 2.2), stellt sich die Frage, ob der Einfluss des Skalierungsfehlers tatsächlich so viel größer ist, wie es im Vergleich der beiden Fehlergrößen erscheint. Um diese Frage beantworten zu können, empfiehlt sich die Unterscheidung zwischen Skalierungs- und Formfehler auch bei der Bewertung eines *Motion-Cueing*-Algorithmus. So betrachten GRANT ET AL. [Gra03] z. B. ausschließlich den Formfehler zur Bewertung von verschiedenen *Motion-Cueing*-Ansätzen.



**Abbildung 4-6:** Fehlerkomponenten von  $e_{MC,x}$  am Beispiel des *Classical-Washout*-Algorithmus; links: Skalierung der Beschleunigung  $a_x$  mit dem Faktor 0,3 (oben), 0,5 (mittig) und 0,7 (unten); rechts: Skalierungsfehler  $e_{sc,x}$  und Formfehler  $e_{sh,x}$

Bezogen auf das von POULIOT ET AL. vorgestellte Kriterium ergeben sich mithilfe der Aufteilung aus Gleichung (4.9) folgende Änderungen gegenüber den ursprünglichen Gleichungen (4.7) und (4.8):

$$\lambda_{1f} = \lambda_{1f,sc}(\Delta f_{i,sc}) + \lambda_{1f,sh}(\Delta f_{i,sh}) \quad (4.10)$$

mit  $\Delta f_{i,sc} = f_{V,i} - f_{Vsc,i} = f_{V,i} \cdot (1 - k_i) \Big|_{i=x,y,z}$  und  $\Delta f_{i,sh} = f_{Vsc,i} - f_{MC,i} = k_i \cdot f_{V,i} - f_{MC,i} \Big|_{i=x,y,z}$ ,

$$\lambda_{2f} = \lambda_{2f,sc}(\delta f_{i,sc}) + \lambda_{2f,sh}(\delta f_{i,sh}) \quad (4.11)$$

mit  $\delta f_{i,sc} = \frac{df_{V,i}}{dt} - \frac{df_{Vsc,i}}{dt} \Big|_{i=x,y,z}$  und  $\delta f_{i,sh} = \frac{df_{Vsc,i}}{dt} - \frac{df_{MC,i}}{dt} \Big|_{i=x,y,z}$ .

Die Änderungen bezüglich  $\lambda_{1\omega}$  und  $\lambda_{2\omega}$  entsprechen denen in Gleichung (4.10) bzw. (4.11) mit  $\omega$  anstelle von  $f$ . Nach der Einführung von Gewichtungsfaktoren  $W_{ij}$  ergibt sich somit folgende Berechnungsvorschrift für die Güteindikatoren:

$$\lambda_1 = \sum_i \sum_j W_{1i,j} \cdot \lambda_{1i,j} \Big|_{\substack{i \in \{f, \omega\} \\ j \in \{sc, sh\}}} \quad (4.12)$$

$$\lambda_2 = \sum_i \sum_j W_{2i,j} \cdot \lambda_{2i,j} \Big|_{\substack{i \in \{f, \omega\} \\ j \in \{sc, sh\}}} \quad (4.13)$$

Die Gewichtung der unterschiedlichen Komponenten dieser Gütekriterien wird bei der Diskussion in den folgenden Kapiteln wiederholt eine Rolle spielen.

Auch hinsichtlich der Normierung ist eine Änderung gegenüber dem originalen Kriterium sinnvoll. POULIOT ET AL. verwenden die maximal durch das Bewegungssystem darstellbaren Beschleunigungen und Winkelgeschwindigkeiten als Bezugsgrößen. Diese Wahl erweist sich jedoch bei genauerer Betrachtung als willkürlich, da sie ausschließlich mit den Eigenschaften des Bewegungssystems verknüpft ist und keinen Bezug zu den zu bewertenden Signalen oder Algorithmen besitzt. GRANT ET AL. wählen dagegen die von GREIG [Gre88] angegebenen Wahrnehmungsschwellen (0,005g und 0,5 °/s) als Normierungsgröße für den von Ihnen betrachteten Formfehler. Um die Güteindikatoren auf einen festgelegten Wertebereich zwischen 0 und 1 zu bringen, wäre eine Normierung auf die im Eingangssignal maximal in den jeweiligen Freiheitsgraden vorkommenden Amplituden möglich. Dabei müssten jedoch aufgrund der Kopplung über die *Tilt Coordination* bei der Normierung der Winkelgeschwindigkeiten auch die entsprechenden translatorischen Beschleunigungen berücksichtigt werden:

$$f_{norm} = \max(|f_{V,x}|, |f_{V,y}|, |f_{V,z}|) \quad (4.14)$$

$$\omega_{norm} = \max(|\omega_{V,x} + \dot{\varphi}_{TC}|, |\omega_{V,y} + \dot{\theta}_{TC}|, |\omega_{V,z}|) \quad (4.15)$$

mit  $\varphi_{TC}$  und  $\theta_{TC}$  nach Gleichung (3.6) und (3.7).

Dieses Bewertungskriterium wird u. a. zur abschließenden Beurteilung der neuen, im 5. Kapitel vorgestellten Algorithmen in der durch Gleichung (4.10) bis (4.15) beschriebenen Form eingesetzt und liefert hilfreiche Hinweise für die Analyse der verschiedenen Ansätze. Die eingeführte Erweiterung des ursprünglichen Kriteriums von POULIOT ET AL. erweist sich dabei als sinnvoll. Um diese Bewertungsmethodik auch für mathematische Optimierungen zur Berechnung von optimalen Motion Cues für vorgegebene Fahrtrajektorien zu nutzen bedarf es jedoch weiterer Forschung, die nicht im Fokus dieser Arbeit stand. In Kapitel 4.2.4 wird jedoch ein wesentlicher Teilaspekt dieses Kriteriums weiterführend diskutiert.

Abschließend sind die in Kapitel 4.1 vorgestellten Methoden zur Bewertung von *Motion-Cueing*-Algorithmen in Tabelle 4-3 kurz zusammengefasst. Die beschriebenen subjektiven und objektiven Bewertungskriterien wurden im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich im Zusammenhang mit den Studien MC1 bis MC6 (Anhang G) verwendet. Insbesondere hinsichtlich der subjektiven Bewertungskriterien konnte die Diskussion mit Erfahrungen aus den eigenen Studien bereichert werden.

**Tabelle 4-3: Übersicht über die wichtigsten subjektiven und objektiven Kriterien zur Bewertung von Motion-Cueing-Algorithmen**

Teilkapitel	Algorithmen, Methoden, wichtige Aspekte
4.1.1 Subjektive Kriterien	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fragebögen: SSQ für Simulatorkrankheit, Realitätsnähe der Bewegungsrückmeldung (Stärke und Timing), Fahrleistungsbeurteilung</li> <li>- Methode des paarweisen Vergleichs</li> <li>- Analyse über Rangreihenfolgen (Kendall's <math>W</math>) oder mittlere Bewertungen (ANOVA) Signifikanz und Konsistenzprüfung</li> <li>- aussagekräftige Ergebnisse in den Studien (Anhang G) über paarweisen Vergleich und Rangreihenfolge</li> </ul>
4.1.2 Objektive Kriterien	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fahrleistung aus gemittelten fahrdynamischen Kenngrößen und Fahrverhalten aus deren Zeitverläufen</li> <li>- Unterscheidung in laterale und longitudinale Manöver</li> <li>- Messgrößen: <math>a_x, v_x, \Delta t_{brake}, \Delta t_{reaction}, \Delta t_{transition}, d_{stopping}, TTC, THW</math> (longitudinal) und <math>a_y, v_y, \omega_z, \Delta d_y, \delta_L, swrr</math> (lateral) und <math>f_{heart}, f_{breath}, T_{skin}, \sigma_{skin}</math> (psycho-physiologisch)</li> <li>- Validität der Fahrdynamiksimulation</li> </ul>
4.1.3 Objektivierung subjektiver Kriterien	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Einführung, Erläuterung und Bewertung des <i>Motion-Cueing</i>-Fehlers <math>\underline{e}_{MC}</math> und des Wahrnehmungsfehlers <math>\hat{e}_S</math></li> <li>- Aufteilung von <math>\underline{e}_{MC}</math> in Formfehler <math>\underline{e}_{sh}</math> und Skalierungsfehler <math>\underline{e}_{sc}</math></li> <li>- Normierung und Gewichtung</li> <li>- allumfassendes Gütekriterium wünschenswert; Bisher jedoch nur für einzelne Aspekte realisierbar</li> </ul>

## 4.2 Algorithmen-Design und Wahrnehmungskriterien

Die grundlegenden Funktionen und Methoden, die bei der Gestaltung von *Motion-Cueing*-Algorithmen genutzt werden, sind bereits in den bisherigen Kapiteln (insbesondere in Kapitel 2.1 und 3.1.1) beschrieben worden. In den folgenden Abschnitten werden nun ausführlich die Variationsmöglichkeiten einzelner funktionaler Teile des Algorithmus diskutiert. Dabei erfolgt sowohl eine Betrachtung der Vor- und Nachteile der verschiedenen Optionen als auch eine Einordnung in den Kontext der Gesamtfunktion des Algorithmus, insbesondere in Bezug auf Wahrnehmungsaspekte. Ausgangspunkt der Diskussion ist der *Classical Washout*. In Abbildung 4-7 ist dieser Algorithmus in die fünf grundlegenden Aspekte unterteilt: die charakteristischen Eigenschaften der fahrdynamischen Eingangssignale, die Skalierung dieser Eingangsgrößen, deren Aufteilung und Filterung, die Umrechnung der andauernden Längs- und Querbeschleunigungen in äquivalente Neigungswinkel (*Tilt Coordination*) sowie eine Ausgangssignallimitierung. Ein weiterer Abschnitt beschäftigt sich abschließend mit dem Zusammenspiel unterschiedlicher Signalkomponenten sowie mit einer Ausgangssignalkenngröße von *Motion-Cueing*-Algorithmen, welche in bisherigen Arbeiten wenig betrachtet wurde. Generell werden zunächst die üblichen, in der Literatur beschriebenen Methoden und

Aspekte vorgestellt und durch eigene Erfahrungen ergänzt, welche einen Beitrag zu der entsprechenden Thematik liefern. An einigen Stellen werden in diesem Kapitel Methoden beschrieben, die im Rahmen dieser Arbeit entwickelt oder erstmals in diesem Zusammenhang eingesetzt wurden. Eine umfassende Darstellung aller aus den Betrachtungen der einzelnen Aspekte gewonnenen Erkenntnisse sowie die Vorstellung der daraus resultierenden neuen Algorithmen erfolgt in Kapitel 5.

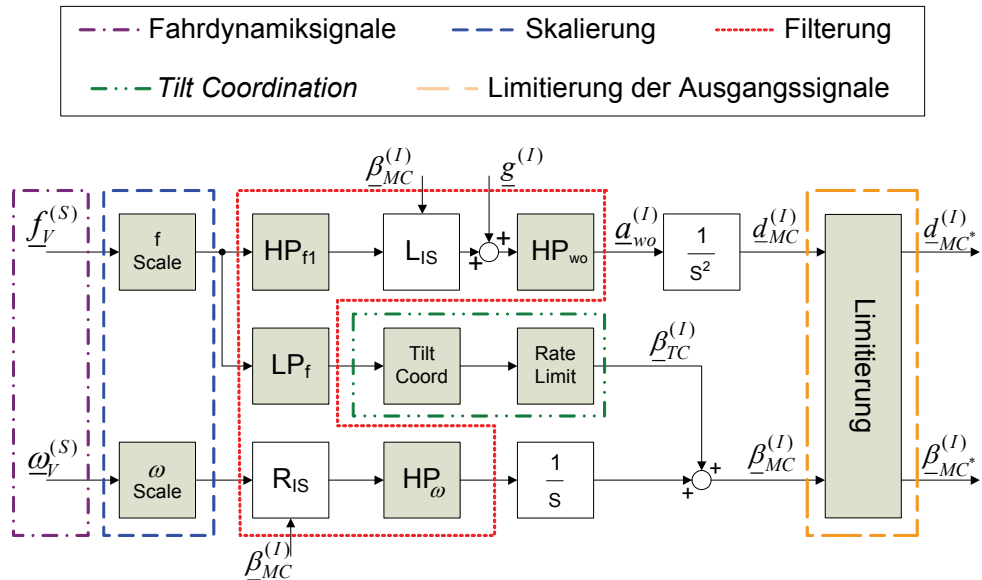


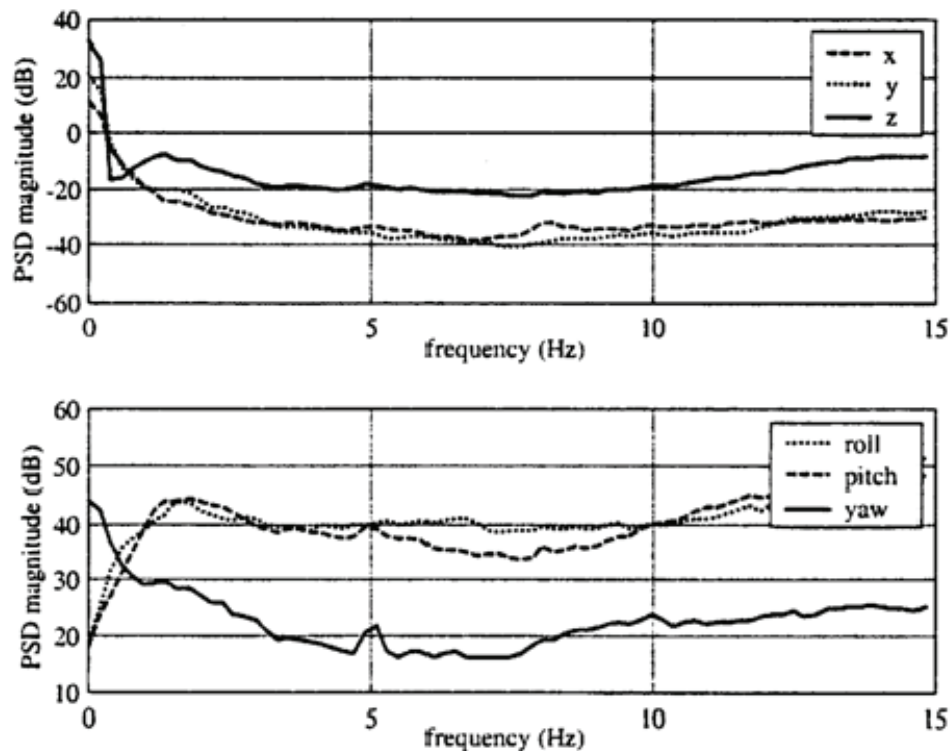
Abbildung 4-7: Funktionale Abschnitte eines *Motion-Cueing*-Algorithmus am Beispiel des *Classical Washout*

### 4.2.1 Fahrdynamische Eingangssignale

In diesem Abschnitt werden die Eingangssignale der *Motion-Cueing*-Algorithmen, d. h. die durch die Fahrdynamiksimulation berechneten translatorischen Beschleunigungen und rotatorischen Geschwindigkeiten, genauer betrachtet. Die Amplituden und Frequenzspektren dieser Signale sind wichtige Faktoren bei dem Design und der Parametrierung von *Motion-Cueing*-Algorithmen. REYMOND UND KEMENY [Rey00a] geben dazu eine gute Übersicht über die bei einer normalen Autofahrt (d. h. nicht im Grenzbereich der Fahrdynamik) typischerweise auftretenden Maximalbeschleunigungen (Tabelle 4-4) sowie deren Frequenzverteilungen (Abbildung 4-8).

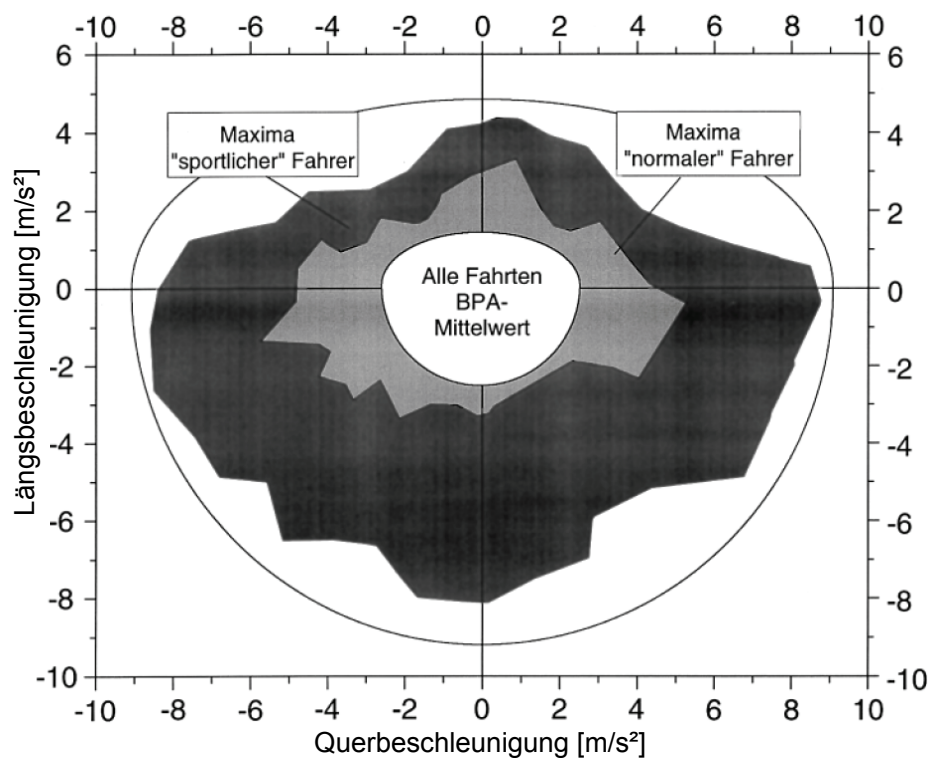
Tabelle 4-4: Maximalbeschleunigungen bei einer „normalen“ Autofahrt [Rey00a]

Freiheitsgrad		Beschleunigung	Fahrzeugbewegung
Translation	x (longitudinal)	-0,6g / +0,4g	Bremsen, Beschleunigen
	y (lateral)	±0,7g	Kurven
	z (vertikal)	-0,8g / +1,1g	Federung, Steigung der Straße
Rotation	x (wanken)	±320° / s <sup>2</sup>	Federung, Kurven
	y (nicken)	±360° / s <sup>2</sup>	Federung, Bremsen
	z (gieren)	±45° / s <sup>2</sup>	Lenkung



**Abbildung 4-8: Frequenzverteilung der typischen Beschleunigungen bei einer Autofahrt (Quelle: REYMOND UND KEMENY [Rey00a])**

Eine Darstellung der Längs- und Querbeschleunigungsbereiche für unterschiedliche Fahrstile (sportlich, normal) ist bei BIELACZEK [Bie99] zu finden (Abbildung 4-9).



**Abbildung 4-9: Typische, während einer Autofahrt auf den Fahrer wirkende Längs- und Querbeschleunigungen (Quelle: ATZ [Bie99])**



In Übereinstimmung mit diesen Angaben geben auch SIEGLER ET AL. [Sie99] einen Bereich der normalerweise vorkommenden Verzögerung bei einer Autofahrt von bis zu maximal -0,4g an. Ab Bremsamplituden von mehr als 0,5 - 0,6g wird das Bremsmanöver als Vollbremsung eingeordnet.

Für die einheitliche Beschreibung der dynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs oder Fahrdynamikmodells existieren verschiedene standardisierte Fahrmanöver. Es handelt sich dabei jedoch ausschließlich um Manöver, welche die Fahrdynamik extrem beanspruchen, wie z. B.:

- Stationäre Kreisfahrt (DIN ISO 4138)
- Sinuswedeltest, Lenkwinkelsprung (DIN ISO 7401)
- Spurwechsel (DIN ISO 3888)
- Bremsen in der Kurve (DIN ISO 7975)

Bereits für eine originalgetreue Darstellung eines Beschleunigungsmanövers von 0,2g über 3 Sekunden würden 9 m Bewegungsraum benötigt, die notwendige Abbremsstrecke des Simulators nicht mit eingerechnet. Selbst bei hochfrequenten Signalen oder unter Verwendung der *Tilt Coordination* ist der Platzbedarf für eine 1:1-Darstellung insbesondere der translatorischen Beschleunigungen immens. Bei einem Bewegungssystem mit  $\pm 1,5$  m Arbeitsraum in Längsrichtung könnte eine konstante Beschleunigung von 0,2g aus der neutralen Mittelposition heraus gerade einmal 0,87 s lang umgesetzt werden, sofern anschließend ebenfalls mit mindestens 0,2g abgebremst wird. Bei einer Positionierung des Simulators am hinteren Ende des Arbeitsraumes, würde dies die umsetzbare Darstellungsdauer auf lediglich 1,23 s verlängern.

Diese einfachen Rechenbeispiele zeigen, dass eine originalgetreue Beschleunigungsdarstellung nur für ausgewählte Manöver zu realisieren und daher eine Skalierung der Eingangssignale im Allgemeinen unumgänglich ist.

### 4.2.2 Skalierung

Eine Vielzahl von Studien verwenden Skalierungen von 0,5 (entsprechend einer Halbierung der Amplitude des Eingangssignals): Bei ihrem detaillierten Vergleich der drei klassischen Algorithmen (*Classical Washout*, *Optimal Control* und *Coordinated Adaptive* – siehe Kapitel 3.1) verwenden NAHON UND REID [Nah90] ausschließlich diesen Wert. GRANT [Gra95] kommt in seiner Dissertation zu *Motion-Cueing*-Algorithmen zu dem Schluss, dass für die Steuerung eines Flugzeugs mindestens eine Skalierung von 0,4 notwendig sei und ein Wert von 0,5 eine akzeptable Parameterwahl darstelle. Auch BOER ET AL. [Boe01] benennen eine Skalierung mit dem Faktor 0,5 als das Optimum sowohl bezogen auf die Steuerbarkeit als auch bezogen auf die Stimmigkeit der wahrgenommenen *Cues* aus Visualisierung und Bewegung.

In einer umfassenden Studie vergleichen GRANT ET AL. [Gra03] den *Classical Washout* (Kapitel 3.1.1) in vier verschiedenen Parametrierungen mit dem selbstentwickelten, fahrspurbasierten Algorithmus (Kapitel 3.2.4) in zwei Variationen. Während beim *Classical Washout*

die Skalierungen durchgehend bei 0,5 liegen, besteht die Variation des fahrspurbasierten Algorithmus in unterschiedlichen Skalierungsfaktoren von 0,3 und 0,5. In Übereinstimmung mit den Ergebnissen aus den bisher erwähnten Untersuchungen wird in den Bewertungen der sechs getesteten Einstellungen der skalierte fahrspurbasierte Algorithmus mit einem Skalierungsfaktor von 0,3 als am schlechtesten und mit einem Faktor von 0,5 als am besten bewertet.

KUGE ET AL. [Kug02] und FORTMÜLLER UND MEYWERK [For05] wiederum folgern auf Basis ihrer Studien, dass ein Skalierungswert von 0,5 die Untergrenze der als sehr gut akzeptierten Skalierungen darstellt, und zwar für Bremsmanöver einerseits (KUGE ET AL.) und für das Gieren bei Kurvenfahrten andererseits (FORTMÜLLER UND MEYWERK). Dabei ist für den Gierversuch ein einfacher Giertisch verwendet worden, der dem Fahrer ausschließlich die Gierkomponente als Bewegungsrückmeldung präsentiert. Bei der Studie von KUGE ET AL. wurden Skalierung von 0,5, 0,75 und 1,0 in gleichem Maße akzeptiert und bei FORTMÜLLER UND MEYWERK zeigt sich ein noch breiterer Akzeptanzbereich bis hin zu Faktoren von etwa 1,35 für die (ausschließliche) Darstellung der Giergeschwindigkeit. FEENSTRA ET AL. [Fee09] und PRETTO ET AL. [Pre09] ermitteln in vergleichbaren Versuchen mit unterschiedlichen Simulatoren, dass die optimalen Skalierungsfaktoren für ein Slalommanöver zwischen 0,5 und 0,7 liegen.

In nahezu allen vorgestellten Studien werden einheitliche Skalierungsfaktoren für alle verwendeten Freiheitsgrade genutzt. Ob dies wirklich notwendig ist bzw. ob vielleicht eine höhere Skalierung (sofern vom Arbeitsraum her möglich) einzelner Freiheitsgrade sinnvoll ist, untersucht SAMMET [Sam07] im Rahmen seiner Doktorarbeit am Beispiel der Gierskalierung gegenüber der Skalierung der Querschleunigung. Dabei verwendet er allerdings überwiegend kleinere Skalierungsfaktoren als die oben beschriebenen (0-0,2 für die Querschleunigung und 0-0,6 für die Giergeschwindigkeit). Bei fünf verschiedenen Skalierungskombinationen wird diejenige am besten bewertet, die als einzige eine identische Skalierung von 0,2 für beide Freiheitsgrade verwendet. Es wäre allerdings interessant, ob dieses Ergebnis auch mit höheren Skalierungsfaktoren bestätigt werden kann. Für den speziellen Anwendungsfall der fahrdynamischen Handling-Tests benennt KÄDING [Käd95] eine Skalierung von mehr als 0,8 als notwendig, um zu aussagekräftigen Ergebnissen zu gelangen.

In den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Studien wurden Skalierungseffekte nicht separat betrachtet. Bei den frühen Studien MC1 bis MC3 (vgl. Anhang G.1 bis G.3) wurden hauptsächlich *Classical-Washout*-Filter mit Skalierungen von 0,3 verwendet. Der hohe Skalierungsfehler wurde hier zugunsten eines größeren Variationsbereichs der Filtercharakteristika in Kauf genommen, da die sich daraus ergebenden Parametrierungsmöglichkeiten als wichtig für die Zielrichtung dieser Studien erachtet wurden. Die Studie MC4 (Anhang G.4) zum individuellen *Tuning*, an welcher drei Probanden mit spezieller Kenntnis fahrdynamischer Aspekte teilnahmen, bestätigte die aus der Literatur gewonnene Erkenntnis, dass weitestgehend Skalierungen von 0,5 bevorzugt werden. Folglich wurde für alle Skalierungsfaktoren in der *Motion-Cueing*-Algorithmen-Vergleichsstudie MC6 (Anhang G.6) ein Wert von 0,5 verwendet.

### 4.2.3 Filtereffekte

Dieser Abschnitt widmet sich den Auswirkungen der unterschiedlichen Filterkomponenten (s. Abbildung 4-7) eines *Motion-Cueing*-Algorithmus. Dabei werden zunächst zwei herkömmliche Methoden der Signalaufteilung in hoch- und tieffrequenten Anteil vorgestellt und mit einem alternativen, im Rahmen dieser Arbeit erstmals für *Motion-Cueing*-Algorithmen eingesetzten Ansatz verglichen. Anschließend wird die Verwendung von zeitlich veränderlichen Filtern diskutiert, bevor am Ende dieses Abschnittes schließlich die Auswirkungen von unterschiedlichen Parametrierungen des *Washout* dargestellt werden.

#### Signalaufteilung

Eine der wesentlichen Grundfunktionen von *Motion-Cueing*-Algorithmen ist die bereits ausführlich beschriebene *Tilt Coordination* (s. Kapitel 2.1.6 und 3.1.1). Dabei werden die translatorischen Signale über Filter in hoch- und tieffrequente Anteile aufgeteilt. Für diese Aufteilung bzw. die Parametrierung der jeweiligen Filter gibt es verschiedene Ansätze. Die meisten Algorithmen (wie z. B. der *Classical Washout*) verwenden je einen Hoch- (HP) und einen Tiefpassfilter (LP) der üblichen Struktur (s. Abbildung 4-10 links und Kapitel 2.3).

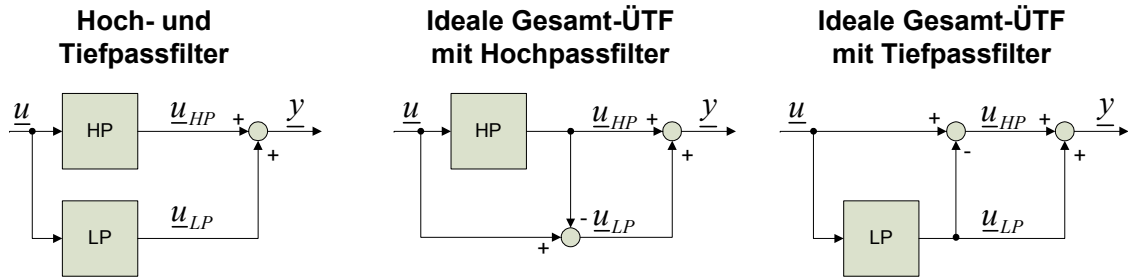


Abbildung 4-10: Varianten der Signalaufteilung über unterschiedliche Filterstrukturen

REID UND NAHON [Rei85] empfehlen dabei einen grundsätzlichen Zusammenhang zwischen den beiden Filterfrequenzen im translatorischen und im *Tilt-Coordination*-Pfad von

$$\omega_{LP} = 2 \cdot \omega_{HP} , \quad (4.16)$$

welcher durch ein gutes Übergangsverhalten der Sprungantworten beider Filter begründet wird. Eine andere Variante der Parametrierung ist die Verwendung komplementärer Filter mit identischen Eckfrequenzen

$$\omega_{LP} = \omega_{HP} , \quad (4.17)$$

wie von WENTINK ET AL. [Wen08] oder SAMMET [Sam07] praktiziert (s. a. Kapitel 3.2.3). Diese erfüllen die Bedingung für eine ideale Gesamtübertragungsfunktion

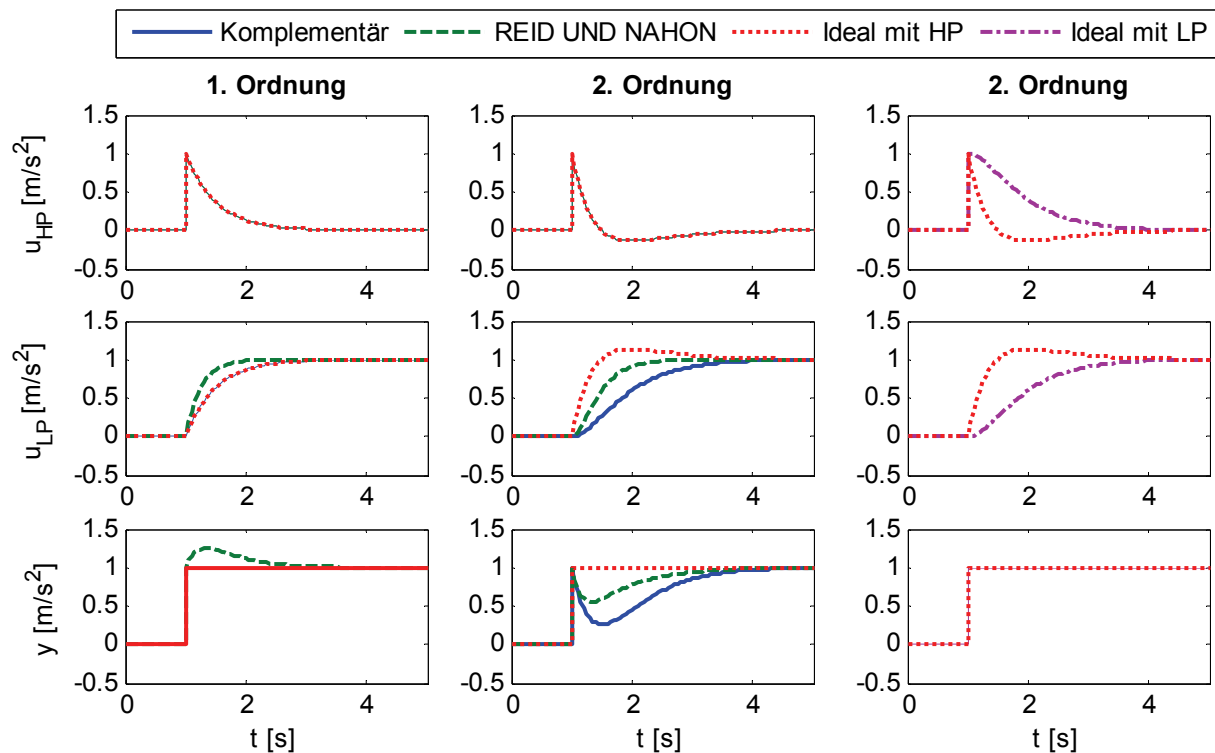
$$H_{HP} + H_{LP} = 1 \quad (4.18)$$

bzw. den im Folgenden dargestellten geforderten Zusammenhang der Zeitsignale

$$\underline{y} = \underline{u}_{HP} + \underline{u}_{LP} = \underline{u} \quad (4.19)$$

jedoch nur bei der Verwendung von Filtern 1. Ordnung oder durch die Verwendung von erweiterten Tiefpassfiltern 2. Ordnung (s. a. Anhang C.1). Ein ideales Übertragungsverhalten, wie es in Gleichung (4.18) ausgedrückt ist, wird unabhängig von den verwendeten Filtern nur über die mittig und rechts in Abbildung 4-10 dargestellten Strukturen erreicht, was im Folgenden verdeutlicht werden wird.

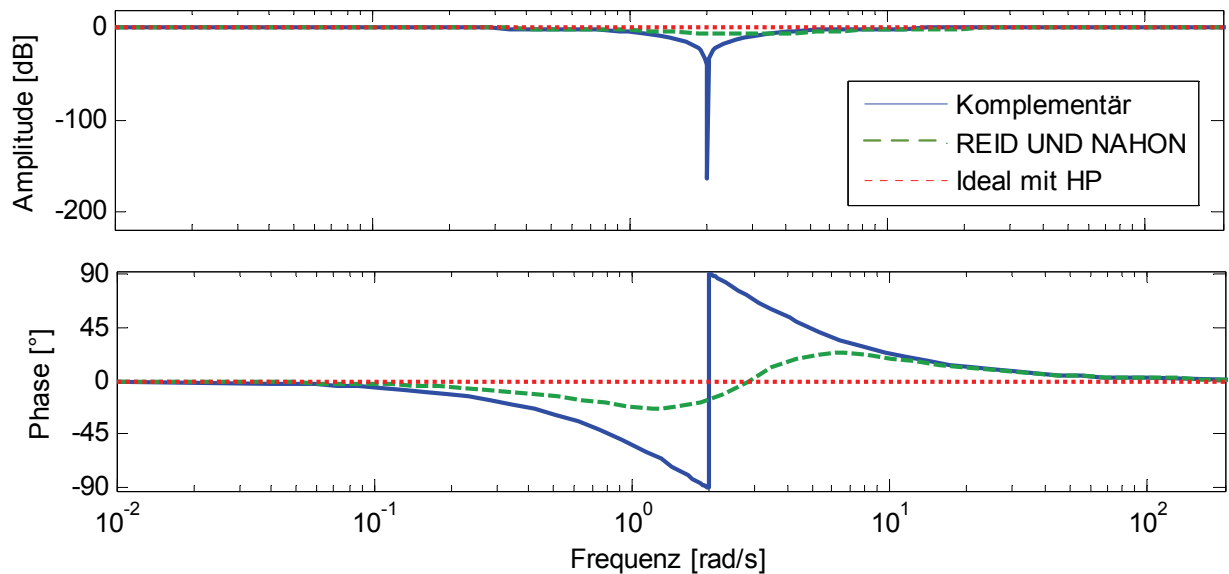
Der Unterschied zwischen den beiden Varianten zum Erreichen einer idealen Gesamtübertragungsfunktion liegt darin, dass eine Veränderung der Filterparameter bei der Struktur mit Hochpassfilter einen direkten Einfluss auf die hochfrequenten und einen indirekten auf die tieffrequenten Signalanteile aufweist und sich dieser Sachverhalt bei der Variante mit Tiefpassfilter umkehrt. Die Sprungantworten in Abbildung 4-11 sowie die Bodediagramme in Abbildung 4-12 verdeutlichen die charakteristischen Eigenschaften der Filtergestaltung nach REID UND NAHON (Gleichung (4.16)), unter Verwendung komplementärer sowie idealer Filterstrukturen.



**Abbildung 4-11: Sprungantwort von Filtern 1. und 2. Ordnung bei Verwendung vier unterschiedlicher Filtervarianten; Signalbezeichnung entsprechend Abbildung 4-10; Eckfrequenz des LP bei REID UND NAHON:  $\omega_0 = 4 \text{ rad/s}$ ; Alle anderen Filterfrequenzen:  $\omega_0 = 2 \text{ rad/s}$**

Bei Filtern 1. Ordnung ergeben die kombinierten Sprungantworten bei den komplementären Filtern sowie dem idealen Filter eine Gesamtübertragung von 1 wie in Gleichung (4.18) gefordert (Abbildung 4-11 links). Die Auslegung nach REID UND NAHON führt jedoch zu einem leichten Überschwingen. Bei Filtern 2. Ordnung ergibt sich nur für den idealen Filter eine Gesamtübertragung von 1, allerdings auf Kosten eines unstetigen und anfangs sehr starken Anstieges des tieffrequenten Signalanteils (Abbildung 4-11 mittig). Bei den anderen beiden Varianten zeigen sich die Vorteile der Filterfrequenzgewichtung nach REID UND NAHON, da hier das verbesserte Übergangsverhalten (kleinere Abweichung von der idealen ÜTF) deutlich wird. Im Vergleich der beiden idealen Filterstrukturen (Abbildung 4-11 rechts) zeigt sich der Einfluss der direkt einstellbaren Charakteristik. So führt z. B. bei der Variante mit

Hochpass der prägende hochfrequente Signalanteil zu einer höheren Dynamik in beiden Teilsignalen.



**Abbildung 4-12: Bode-Diagramm der Gesamtübertragung bei für drei unterschiedliche Filtervarianten; Alle Filter sind 2.Ordnung und es gilt  $\omega_{HP} = 2$  rad/s**

Auch bei der Betrachtung des Bode-Diagramms zeigen sich die positiven Eigenschaften der idealen Übertragungsstruktur. Der größte Phasenverzug und die höchste Signaldämpfung werden von den komplementären Filtern im Bereich der Eckfrequenz verursacht. Damit weist diese Variante die ungünstigsten Übertragungseigenschaften auf.

### Diskret vs. kontinuierlich adaptive Filter

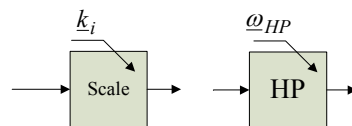
Vielfach werden anstatt der linearen Filterelemente adaptive Filter verwendet, wie u. a. auch bei dem in dieser Arbeit vorgestellten *Coordinated-Adaptive-Algorithmus* (Kapitel 3.1.3) sowie beim Ansatz mit frequenzabhängiger Skalierung (Kapitel 3.2.2). Adaptive Filter bieten den Vorteil, dass die entsprechenden Filterparameter bzw. die Skalierungsfaktoren kontinuierlich angepasst werden, so dass um die Neutralposition herum, also bei Bewegungen mit geringer Amplitude und hoher Frequenz, eine nahezu optimale Darstellung möglich ist und die jeweiligen Parameter bei einer Annäherung an Arbeitsraumgrenzen angepasst werden können. Allerdings kann laut KIRDEKIS [Kir89] eine ungünstige Parameterwahl zu einem instabilen Verhalten der adaptiven Filter führen. Des Weiteren verursachen wechselnde Skalierungen der Längs- oder Querschleunigung ein Ungleichgewicht der Skalierungsfaktoren miteinander korrelierender Signale (Querschleunigung, Wanken und Gieren bzw. Längsbeschleunigung und Nicken). Dies gilt es im Allgemeinen zu vermeiden, wie u. a. von SAMMET [Sam07] anhand des Verhältnisses der Querschleunigungs- zur Gierskalierung nachgewiesen wurde (s. a. Kapitel 4.2.2). Zusätzlich macht die andauernde Veränderung des Filterverhaltens es den Fahrern nahezu unmöglich, sich an die Art und Weise der Bewegungsdarstellung zu gewöhnen. Eine Anpassung an die Simulationseigenschaften, wie sie normalerweise in virtuellen Realitäten zu beobachten ist und für eine authentische Bewegungssimulation wünschenswert wäre, wird dadurch stark behindert.

Eine andere Form von Adaptivität ist die diskrete Anpassung der Filterparameter an bestimmte Fahrsituationen oder Streckenabschnitte. Auf diese Weise können für Strecken mit

unterschiedlichen typischen Beschleunigungswerten (z. B. Autobahnen gegenüber Stadtstraßen) die Skalierungen oder Filtereinstellungen angepasst werden. Prinzipiell wäre auch eine auf Kurvenradius und -länge abgestimmte Einstellung denkbar. Dies würde jedoch wieder zu einem ständigen Umschalten zwischen verschiedenen Einstellungen führen, welches ähnliche Auswirkung auf die Adaption der Fahrer hätte wie oben für kontinuierlich adaptive Elemente beschrieben. Ein Algorithmus mit Umschaltmöglichkeit ist erstmals von GRANT ET AL. [Gra02] beschrieben. Hier wird allerdings nicht zwischen Parametern, sondern zwischen zwei verschiedenen Algorithmen, dem *Classical Washout* (Kapitel 3.1.1) und einem fahrsurbasierten Ansatz (Kapitel 3.2.4), gewechselt. GRANT ist es auch, der in seinem Vortrag auf dem Symposium „Fidelity in Motion“ [Gra07] einen streckenadaptiven *Motion-Cueing*-Algorithmus („*Intelligent Adaptive MDA*“) benannt hat, der für den *National Advanced Driving Simulator* (s. Anhang B) verwendet wird. Weitere Angaben zu diesem Algorithmus sind in Veröffentlichungen jedoch nicht zu finden.

Beide Typen von adaptiven Filtern haben den großen Vorteil, dass sie nicht wie oftmals üblich (z. B. beim *Classical Washout*) auf ein *Worst-Case*-Szenario hin parametrisiert werden müssen. Dies hat üblicherweise zur Folge, dass bei den meisten Fahrsituationen, in denen der Fahrer normale Fahrmanöver mit relativ geringen Beschleunigungsamplituden durchführt, eine sehr geringe Bewegungsrückmeldung dargestellt wird.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden diskret veränderliche Skalierungsfaktoren und Filterfrequenzen eingeführt (Abbildung 4-13), wobei sich in der Praxis gezeigt hat, dass sich eine sinnvolle Parameteranpassung vor allem für die mit der Querdynamik verbundenen Elemente der Algorithmen durchführen lässt [Wei06, Lor08]. Unterschieden werden die Streckenabschnitte dabei zunächst in den Kategorien „Stadt“, „Landstraße“ und „Autobahn“, da diese sich deutlich in den Charakteristika der vorkommenden Querschleunigungen unterscheiden.



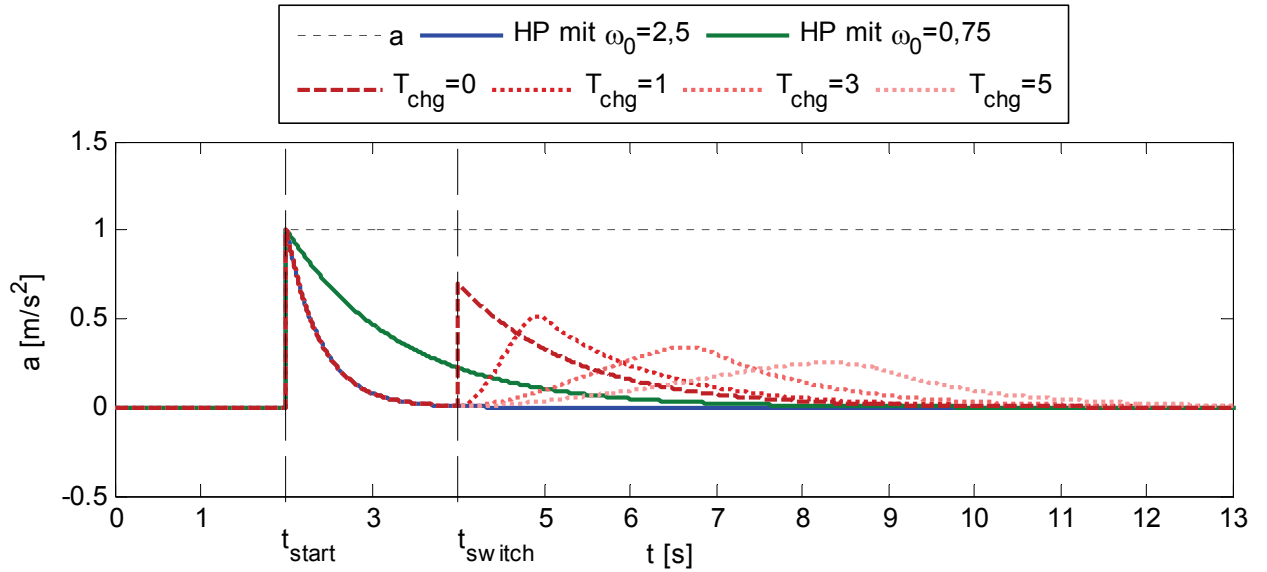
**Abbildung 4-13: Zeitvariante Skalierungs- und Filterblöcke mit den diskret veränderlichen Kenngrößen  $k_i$  und  $\omega_{HP,i}$**

Ein wichtiger Aspekt im Zusammenhang mit Parameterwechseln ist die Umschaltstrategie. Insbesondere bei den Skalierungsfaktoren kann es zu unerwünschten Effekten kommen, wenn diese z. B. während eines Manövers sprunghaft geändert werden. Daher ist es sinnvoll, sowohl den Zeitpunkt des Umschaltens als auch die Art des Umschaltens so zu gestalten, dass keine umschaltbedingten Bewegungsimpulse den Fahrer irritieren können. Die Cosinus-Übergangsfunktion

$$p_{chg}(t) = \frac{p_2 - p_1}{2} \cdot \cos\left(\pi \frac{t}{T_{chg}}\right) + \frac{p_1 + p_2}{2} \quad (4.20)$$

für den Parameterwechsel von einem Parameterwert  $p_1$  auf einen Parameterwert  $p_2$  hat sich dafür als gut geeignet erwiesen (s. [Lor08]). Die Dauer des Parameterwechsels lässt sich dabei über  $T_{chg}$  vorgeben. In Abbildung 4-14 ist die Auswirkung der unterschiedlichen Um-

schaltdauer bzw. des sprunghaften Umschaltens der Eckfrequenz eines Hochpassfilters zu erkennen.



**Abbildung 4-14: Auswirkung der Änderung einer Filtereckfrequenz während des Betriebes im Zeitpunkt  $t_{switch}$  nach LORENZ [Lor08]; Signalreaktion bei unterschiedlicher Umschaltdauer  $T_{chg}$**

Durch die Verwendung der Übergangsfunktion können die Artefakte reduziert, jedoch nicht vollständig vermieden werden. Daher sollte das Umschalten nur bei geringen Signalamplituden erfolgen, um die Amplituden der störenden Artefakte unterhalb der Wahrnehmungsschwellen (s. Tabelle 2-2 in Kapitel 2.2.2) zu halten. Gute Ergebnisse konnten mit einem Umschalten bei Signalwerten  $a_{max} \leq 0,1 \text{ m/s}^2$  bzw.  $\omega_{max} \leq 1 \text{ }^\circ/\text{s}$  erzielt werden. Diese Vorgehensweise verhindert gleichzeitig eine Änderung der Skalierungsfaktoren bei konstanten Beschleunigungen (z. B. während einer Kurvenfahrt), was andernfalls zu einem Bewegungsimpuls ohne auslösende Aktion des Fahrers führen würde.

### Der Washout-Effekt

Der *Motion Washout* soll bewirken, dass der Simulator im Betrieb stets in seine Ausgangsposition zurückkehrt, d. h. der stationäre Endwert für die Sollwerte der Position und der Orientierung des Simulators muss in jedem Fall null sein. Wie in Kapitel 2.3 veranschaulicht, ist für den hochfrequenten Anteil eines Beschleunigungssignals eine Filterordnung von mindestens drei notwendig um dies für die Positionswerte zu gewährleisten. Bei GRANT ET AL. [Gra04] ist die allgemeine Übertragungsfunktion eines *Classical Washout* (Kapitel 3.1.1) für eine rein translatorische Beschleunigung angegeben (vgl. Herleitung in Anhang C.2):

$$\frac{\ddot{d}_{MC,i}^{(I)}}{f_{V,i}^{(S)}} = (1 - LP_{fi}) \cdot HP_{fi} \cdot HP_{wo,i} \Big|_{i \in \{x,y,z\}} \quad (4.21)$$

Der Term  $(1 - LP_{fi})$  in Gleichung (4.21) weist die Charakteristik eines Hochpassfilters 1. Ordnung auf. Die beiden anderen Filter müssen damit zusammen nur noch 2. Ordnung sein um den *Washout*-Effekt zu garantieren. Gleichzeitig besteht allerdings eine direkte Kopplung der Filter- und *Washout*-Charakteristik an die Signalverläufe des *Tilt-Coordination*-Pfades. Ist

dies unerwünscht, so müssen anstelle der spezifischen Kräfte die Beschleunigungen als Eingangsgrößen gewählt werden, da sich in diesem Fall die ÜTF zu

$$\frac{\ddot{d}_{MC,i}^{(I)}}{a_{V,i}^{(S)}} = HP_{a,i} \cdot HP_{WO,i} \Big|_{i \in \{x,y,z\}} \quad (4.22)$$

ergibt (vgl. Herleitung in Anhang C.2) und sich die *Washout*-Charakteristik unabhängig von der Parametrierung der *Tilt-Coordination* bestimmen lässt. Dies hat den Vorteil, dass z. B. auch bei einer hohen Dynamik der *Tilt-Coordination*-Signale, ein relativ schwacher Washout der translatorischen Bewegungen der Plattform gewählt werden kann.

Bezüglich der Struktur eines *Washout*-Filters 2. Ordnung zeigt SAMMET [Sam07] die Analogie zu einem Feder-Dämpfer-System:

$$\frac{\ddot{d}_{MC,i}^{(I)}}{a_i^{(I)}} = HP_{WO,i} \Big|_{i \in \{x,y,z\}} = \frac{s^2}{s^2 + \frac{b}{m} \cdot s + \frac{c}{m}} \quad (4.23)$$

$$\text{mit } \frac{c}{m} = \omega_0^2 \text{ und } \frac{b}{m} = 2 \cdot D \cdot \omega_0,$$

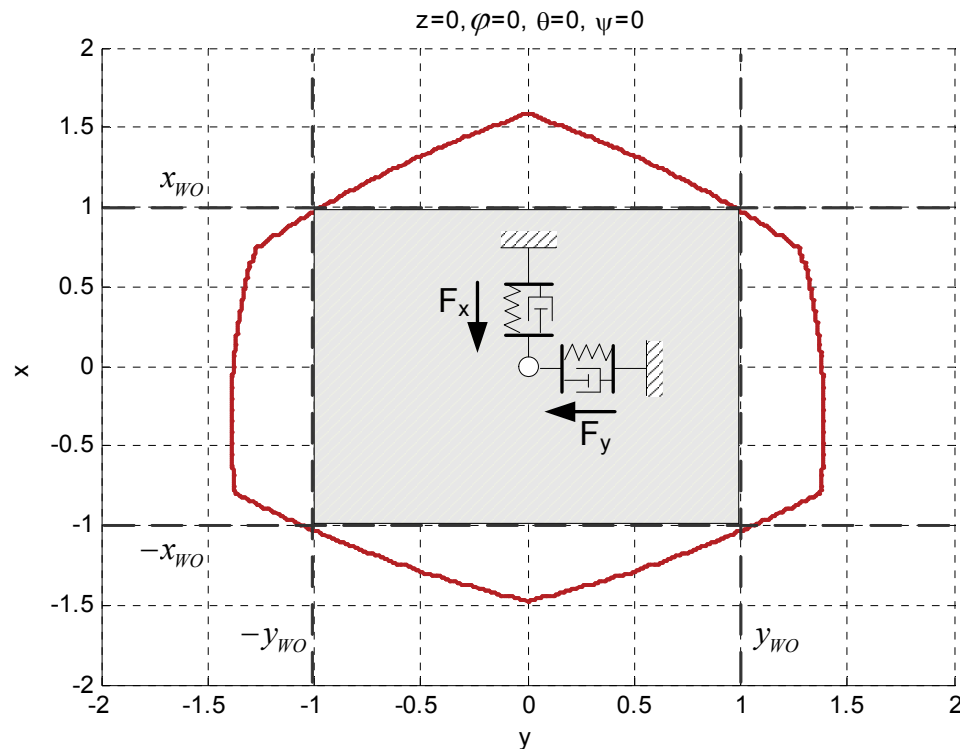
wobei  $c$  und  $b$  die Feder- bzw. Dämpferkoeffizienten darstellen. Die wesentliche Kenngröße in Bezug auf die *Washout*-Charakteristik ist die Kraft bzw. die Beschleunigung, mit der die Plattform wieder in die Neutralposition zurück bewegt wird. Dabei gilt vereinfacht (am Beispiel der Längsdynamik):

$$F_x = c \cdot x = m \cdot \ddot{x} \quad (4.24)$$

Da die Rückstellkraft möglichst unterhalb der Wahrnehmungsschwelle liegen sollte (z. B.  $\ddot{x}_{\max} = 0,17 \text{ m/s}^2$  nach REID UND NAHON [Rei85], s. a. Kapitel 2.2.2 - Tabelle 2-2), kann nun die Auslenkung so gewählt werden, dass die durch die Rückstellkraft wirkende Beschleunigung nie über der Wahrnehmungsschwelle liegt ( $x_{WO}$  am äußersten Arbeitsraumrand) oder so, dass nur bei einer selten vorkommenden, extremen Auslenkung der Plattform eine kurzzeitig spürbare Rückstellkraft anliegt. Dies ist in Abbildung 4-15 dargestellt. Dabei ist der grau schraffierte, innere Bereich der Bewegungsraum, in dem keine Rückstellkraft wahrnehmbar ist. Für die einzustellende Eckfrequenz  $\omega_0$  gilt:

$$\omega_{0,x} = \sqrt{\frac{|\ddot{x}_{\max}|}{x_{WO}}} \text{ und } \omega_{0,y} = \sqrt{\frac{|\ddot{y}_{\max}|}{y_{WO}}} \quad (4.25)$$





**Abbildung 4-15: Washout-Darstellung als Feder-Dämpfer-System in der x-y-Ebene; Der grau markierte Bereich kennzeichnet den Teil des Arbeitsraumes, von dem aus eine Rückstellbewegung unterhalb der Wahrnehmungsschwelle erfolgt (bei einer Parametrierung nach Gleichung (4.25))**

Je weiter  $x_{wo}$  bzw.  $y_{wo}$  in der Nähe des Mittelpunktes ( $x = y = 0$ ) liegt, desto eher (d. h. bereits bei kleineren Bewegungen) kann eine Rückstellbewegung wahrnehmbar werden. Allerdings bedeutet ein stärkerer *Washout* auch ein entsprechend schnelleres Zurückkehren in die Ausgangslage und damit einen größeren Bewegungsspielraum für neue darzustellende Signale. Da der *Washout* jedoch in der Regel falsche *Cues* produziert, ist eine schwächere Einstellung zu bevorzugen.

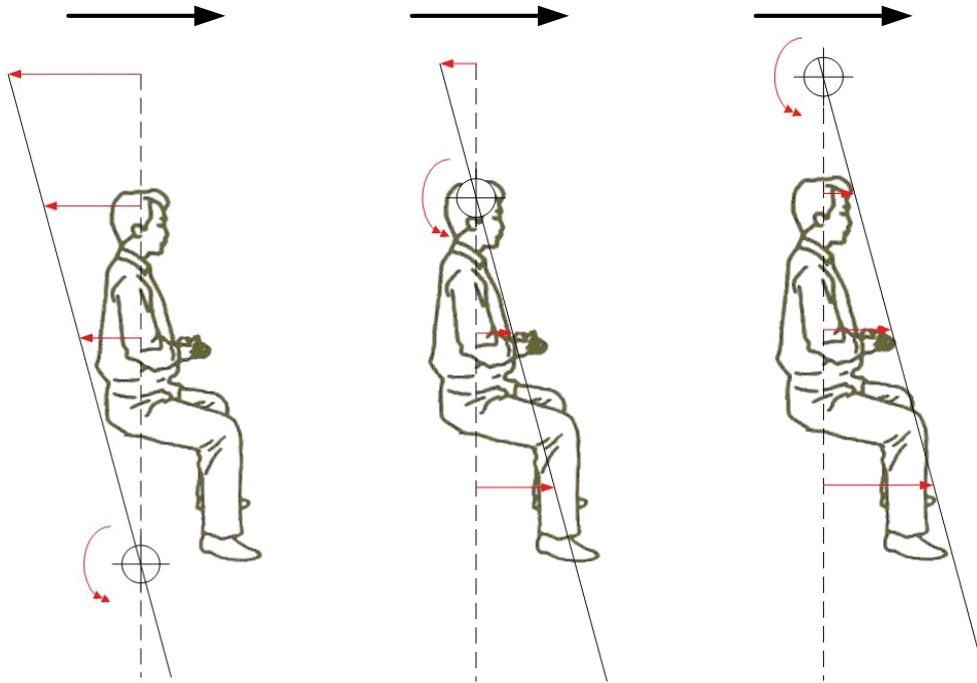
#### 4.2.4 Tilt Coordination und Drehungseinflüsse

Die Anwendung der *Tilt-Coordination*-Methodik ist in einem Großteil der existierenden Simulatoren unausweichlich, da ansonsten wesentliche Anteile der Beschleunigungssignale nicht darstellbar wären. Es gibt jedoch zwei wesentliche Kenngrößen dieser Methodik, die bisher in der Literatur nur sehr wenig diskutiert wurden: den *Tilt-Coordination*-Drehpunkt und die *Tilt-Coordination*-Drehgeschwindigkeit. In den folgenden beiden Abschnitten werden diese Faktoren erläutert und verschiedene Einstellungsmöglichkeiten untersucht.

##### Drehpunkt

Der Drehpunkt der *Tilt Coordination* ist der Punkt, um den die Plattform gedreht wird. Da eine Verlagerung aus dem Mittelpunkt der Plattformebene eines Hexapod hinaus zu einer enormen Reduktion des Arbeitsraumes führt, wird gerade bei kleineren Systemen oftmals dieser Drehpunkt verwendet. Bei dem klassischen Design dieser Bewegungsplattformen liegt daher der Drehpunkt unterhalb des Fahrers (Abbildung 4-16 links). Ein Neues Hexapod-Konzept, bei dem die Kabine unterhalb der Plattformebene angebracht ist (s. Anhang A), ermöglicht dagegen einen Drehpunkt oberhalb des Fahrers (Abbildung 4-16 rechts), ohne

negativen Einfluss auf den Arbeitsraum zu nehmen. Vielfach wird in der Flugsimulation auf einen Teil des Bewegungsspielraums zugunsten eines Drehpunktes im Fahrerkopf verzichtet (Abbildung 4-16 mittig). Bei der Wahl des Drehpunktes ist zu beachten, dass sich mit dessen Variation unterschiedliche translatorische Beschleunigungen des Fahrerkopfes und -körpers ergeben, wie in Abbildung 4-16 verdeutlicht wird.



**Abbildung 4-16: Variation des Drehpunktes nach FISCHER [Fis05]; Durch *Tilt Coordination* darzustellende Beschleunigung (schwarzer Pfeil), Drehung (roter Pfeil mit Doppelspitze) und aus der Drehung resultierende translatorische Beschleunigungen (einfache rote Pfeile)**

Die Drehung um den Fahrerkopf hat den Vorteil, dass von den Otolithen keine oder nur sehr geringe, durch die Drehung verursachte, translatorische Beschleunigungen wahrgenommen werden. Allerdings kann es hier bei höheren Drehgeschwindigkeiten zu einem Informationskonflikt kommen, da über die Rezeptoren in den Gliedmaßen, insbesondere in den Beinen, entsprechende Bewegungen wahrnehmbar sind. Beim Drehpunkt unterhalb des Körpers ergibt sich dieser Konflikt nicht. Die verursachten Beschleunigungen wirken jedoch den durch die Neigung darzustellenden Beschleunigungen entgegen (s. Abbildung 4-16 links). Ob ein Drehpunkt oberhalb des Kopfes gegenüber einer Drehung um die Kopfposition als angenehmer wahrgenommen wird, hängt stark davon ab, ob der Sensorkonflikt negativere Auswirkungen hat als die zusätzlichen Beschleunigungen durch den erhöhten Drehpunkt, die in diesem Fall allerdings in der gewünschten Wirkrichtung erzeugt werden. Die Stärke dieser Effekte ist wiederum an die gewählte Drehgeschwindigkeitsbegrenzung gekoppelt, welche im folgenden Abschnitt genauer diskutiert wird.

In der Studie MC5 (Anhang G.5), in der u. a. der Drehpunkt zwischen einer Position unterhalb und einer Position oberhalb des Fahrerkopfes variiert wurde, konnte weder bei niedrigen noch bei hohen Drehgeschwindigkeiten ein Einfluss der Drehpunktwahl auf die subjektive Bewertung der Bewegungsrückmeldung bei einer Vollbremsung nachgewiesen werden. In der Studie MC6 (Anhang G.6) wurde ebenfalls ein Algorithmus in Kombination mit unterschiedlichen Drehpunkten verwendet. In diesem Fall fand ein Vergleich des oberen Dreh-

punktes mit dem Drehpunkt an der Kopfposition statt, mit dem Ergebnis, dass der Kopfdrehpunkt leicht bevorzugt wird (mittlere Rangreihenfolge (Rang 1 bis 4) für den Drehpunkt Kopf: 1,7; für den Drehpunkt Plattformmitte: 2,4). Diese unterschiedlichen Ergebnisse lassen sich erklären, indem bei dem jeweiligen Algorithmus die Auswirkungen einer Drehpunktverschiebung genauer betrachtet werden.

In Abbildung 4-17 sind die resultierenden Beschleunigungen beim *Classical Washout* sowohl im Plattformmittelpunkt als auch im Fahrerkopf dargestellt. Abbildung 4-18 zeigt die entsprechenden Beschleunigungen der in MC6 verwendeten *Fast Tilt Coordination* (FTC). Die in Kapitel 5.1 folgenden Erläuterungen dieses Algorithmus sind zum Verständnis der hier behandelten Auswirkung unterschiedlicher Drehcharakteristika nicht erforderlich.

Bei dem im Versuch MC5 verwendeten *Classical Washout* ist zu erkennen, dass die Unterschiede klein sind, es folglich also nahezu irrelevant ist, ob der Drehpunkt dieses Algorithmus in der Plattformmitte oder im Fahrerkopf liegt (in MC5 wurde anstelle des Fahrerkopfes zwar ein Drehpunkt unterhalb des Fahrers gewählt, die Unterschiede sind jedoch vergleichbar gering).

Die Ergebnisse der Studie MC6 zeigen, dass bei einer Drehung um den Plattformmittelpunkt bei hochfrequenten Änderungen des Eingangssignals, wie z. B. bei dem in Abbildung 4-18 dargestellten Signalverlauf für die *Fast Tilt Coordination*, deutliche Artefakte bei den im Fahrerkopf wahrnehmbaren Beschleunigungen entstehen. Die Berücksichtigung des Drehpunktes ist in diesem Fall von Bedeutung.

Da bei Hexapoden gewöhnlich der durch entsprechende Vorgaben zu bewegendende Punkt der Mittelpunkt der Plattform ist, muss bei einer gewünschten Drehung um den Fahrerkopf  $P_{S,H}$ , die dazu notwendige translatorische Verschiebung des Plattformmittelpunktes  $P_{S,U}$  berechnet werden. Abbildung 4-19 zeigt die aus einer allgemeinen Drehung um die Winkel  $\varphi_{MC}, \theta_{MC}$  und  $\psi_{MC}$  resultierende Verschiebung entlang des Vektors  $\underline{r}_{UU'}$ . Die Positionsvorgabe für den Simulator berechnet sich in diesem Fall aus einer Addition dieses Verschiebungsvektors und des Doppelintegrals der eigentlichen translatorischen Beschleunigung  $\underline{a}_{WO}$  (s. Abbildung 4-7) zu:

$$\underline{d}_{MC}^{(I)} = \iint \underline{a}_{WO}^{(I)} + \underline{r}_{UU'}^{(I)} \quad (4.26)$$

Mittels Superposition der Verschiebungsvektoren aller drei Einzeldrehungen

$$\underline{r}_{UU'}(\underline{\beta}_{MC}) = \underline{r}_{UU'}(\varphi_{MC}, \theta_{MC}, \psi_{MC}) = \underline{r}_{UU'}(\varphi_{MC}, 0, 0) + \underline{r}_{UU'}(0, \theta_{MC}, 0) + \underline{r}_{UU'}(0, 0, \psi_{MC}) \quad (4.27)$$

wird die notwendige Bewegung des Plattformmittelpunktes berechnet, so dass mit einer Neigung des Simulators keine translatorische Bewegung des Fahrerkopfes verbunden ist. Die Superposition ist möglich, da nach der für diese Arbeit gewählten Konvention (s. Kapitel 2.4) alle drei Drehungen um die ursprünglichen Achsen des Inertialsystems erfolgen.

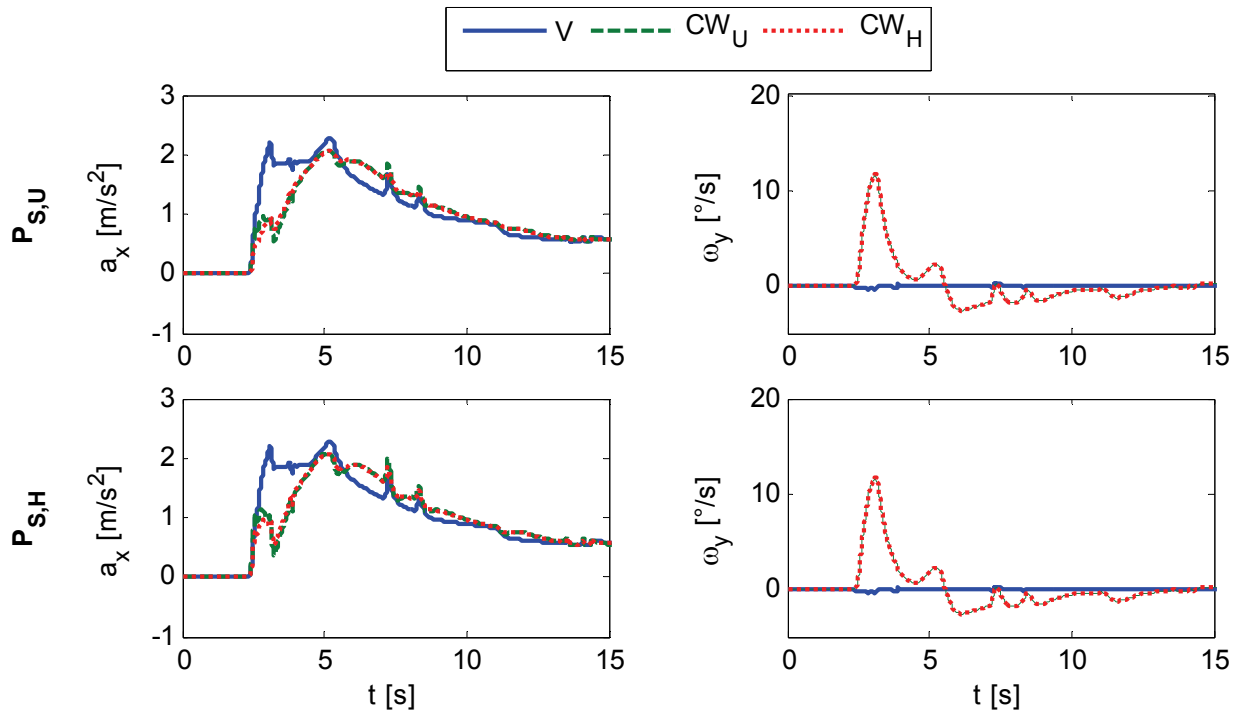


Abbildung 4-17: Resultierende Längsbeschleunigung und Nickwinkelgeschwindigkeit im Plattformmittelpunkt  $P_{S,U}$  (oben) und im Fahrerkopf  $P_{S,H}$  (unten) für den *Classical Washout* mit unterschiedlichen Drehpunkten (um  $P_{S,U}$  bzw.  $P_{S,H}$ ); Parametrierungen wie in MC5 verwendet

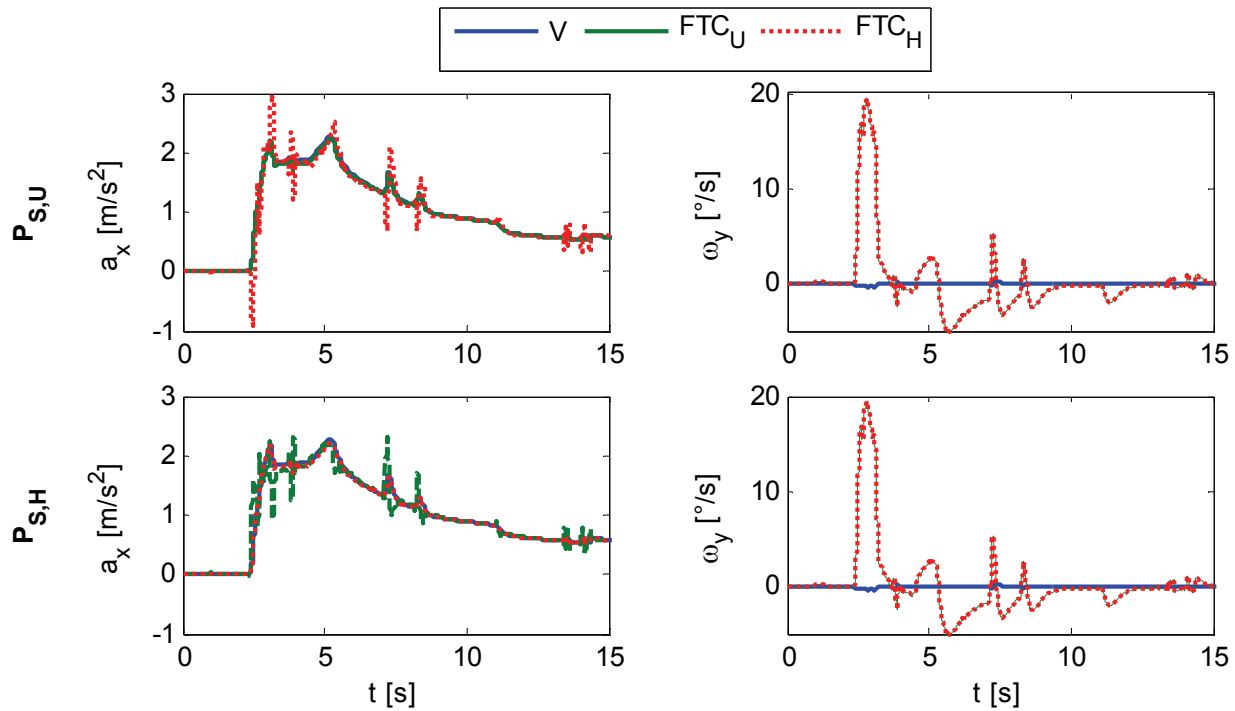
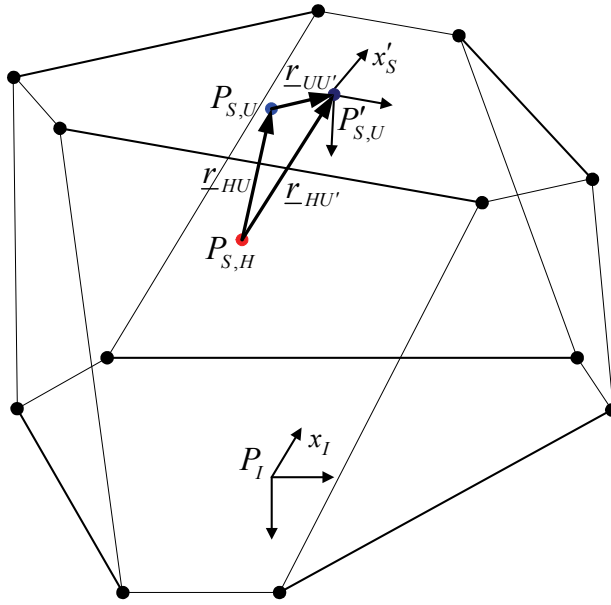
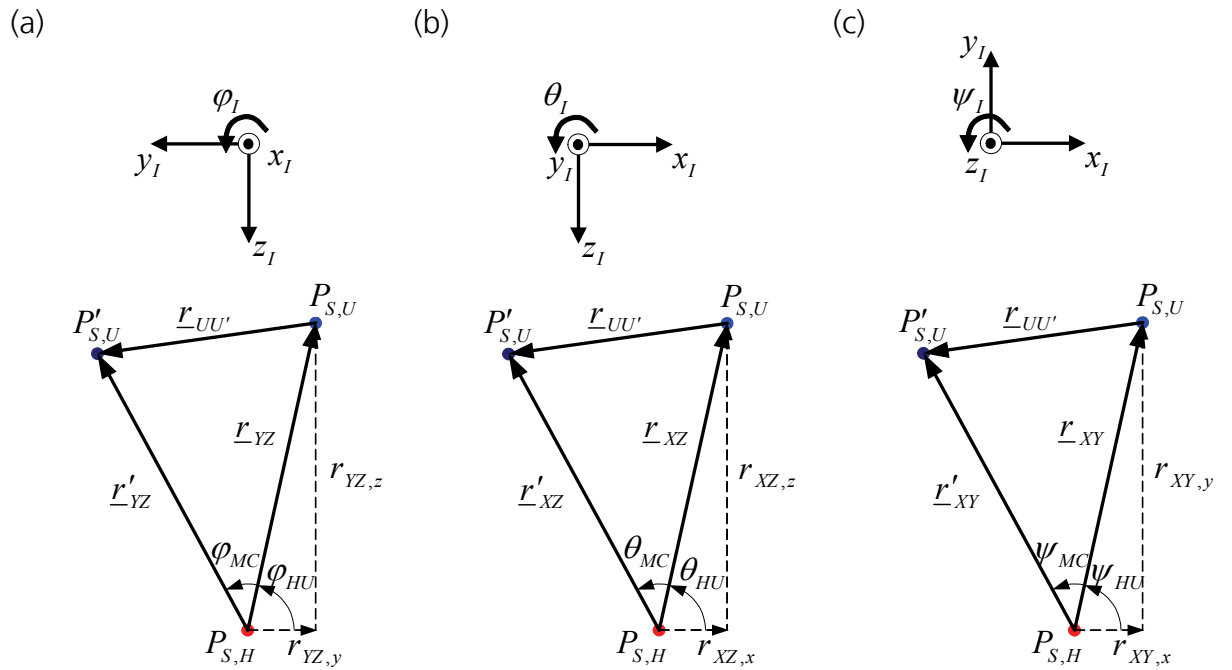


Abbildung 4-18: Resultierende Längsbeschleunigung und Nickwinkelgeschwindigkeit im Plattformmittelpunkt  $P_{S,U}$  (oben) und im Fahrerkopf  $P_{S,H}$  (unten) für die *Fast Tilt Coordination* mit unterschiedlichen Drehpunkten (um  $P_{S,U}$  bzw.  $P_{S,H}$ ); Parametrierungen wie in MC6 verwendet



**Abbildung 4-19:** Schematische Darstellung der Drehung um den Fahrerkopf  $P_{S,H}$  und der resultierenden Verschiebung des Plattformmittelpunktes  $P_{S,U}$  (vgl. Abbildung A-2)

Die Vektordiagramme der durch die jeweiligen Drehungen verursachten Verschiebung des Plattformmittelpunktes gegenüber dem Kopfdrehpunkt sind in Abbildung 4-20 dargestellt.



**Abbildung 4-20:** Vektordiagramme zur resultierenden Verschiebung des Plattformmittelpunktes bei einer Drehung um  $\varphi_{MC}$  (a),  $\theta_{MC}$  (b) bzw.  $\psi_{MC}$  (c)

Die Winkel des Vektors von der Kopfposition zum Mittelpunkt der Plattform sind durch die Gleichungen (4.28) bis (4.30) gegeben. Dabei ist die durch die Periodizität des Arcustangens bedingte Fallunterscheidung zu beachten.

$$\varphi_{HU} = \arctan\left(\frac{-r_{YZ,z}}{-r_{YZ,y}}\right) + \begin{cases} \pi & r_{YZ,y} > 0 \\ 0 & r_{YZ,y} < 0 \end{cases} \quad (4.28)$$

$$\theta_{HU} = \arctan\left(\frac{-r_{XZ,z}}{r_{XZ,x}}\right) + \begin{cases} 0 & r_{XZ,x} > 0 \\ \pi & r_{XZ,x} < 0 \end{cases} \quad (4.29)$$

$$\psi_{HU} = \arctan\left(\frac{r_{XY,y}}{r_{XY,x}}\right) + \begin{cases} 0 & r_{XY,x} > 0 \\ \pi & r_{XY,x} < 0 \end{cases} \quad (4.30)$$

Die resultierenden Verschiebungen in Bezug auf die Einzeldrehungen lassen sich nun in Abhängigkeit dieser Winkel und der durch den Algorithmus vorgegebenen Orientierung des Simulators berechnen:

$$\underline{r}_{UU'}(\varphi_{MC}, 0, 0) = -\underline{r}_{YZ} + \underline{r}'_{YZ} = -\begin{bmatrix} 0 \\ r_{HU,y} \\ r_{HU,z} \end{bmatrix} + |\underline{r}_{YZ}| \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ -\cos(\varphi_{HU} + \varphi_{MC}) \\ -\sin(\varphi_{HU} + \varphi_{MC}) \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

$$\underline{r}_{UU'}(0, \theta_{MC}, 0) = -\underline{r}_{XZ} + \underline{r}'_{XZ} = -\begin{bmatrix} r_{HU,x} \\ 0 \\ r_{HU,z} \end{bmatrix} + |\underline{r}_{XZ}| \cdot \begin{bmatrix} \cos(\theta_{HU} + \theta_{MC}) \\ 0 \\ -\sin(\theta_{HU} + \theta_{MC}) \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

$$\underline{r}_{UU'}(0, 0, \psi_{MC}) = -\underline{r}_{XY} + \underline{r}'_{XY} = -\begin{bmatrix} r_{HU,x} \\ r_{HU,y} \\ 0 \end{bmatrix} + |\underline{r}_{XY}| \cdot \begin{bmatrix} \cos(\psi_{HU} + \psi_{MC}) \\ \sin(\psi_{HU} + \psi_{MC}) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

Anhand der beschriebenen Gleichungen lassen sich die Sollwertvorgaben der Plattformposition und -orientierung so wählen, dass eine Drehung um einen vorgegebenen Punkt, wie z. B. den Fahrerkopf, erfolgt.

### Drehgeschwindigkeit

In nahezu allen Algorithmen ist die Limitierung der Drehrate ein fester Bestandteil der *Tilt Coordination*. Für Flugsimulatoren wird diese Begrenzung entsprechend der nachgewiesenen Wahrnehmungsschwelle für Drehgeschwindigkeiten (s. Kapitel 2.2.2, Tabelle 2-2) auf einen Wert von 3 °/s festgelegt. So kann eine von der *Tilt Coordination* verursachte Drehung niemals vom Piloten wahrgenommen werden. Bei den hohen Dynamiken einer Autofahrt (z. B. Stillstand nach einer starken Bremsung, schnelle Durchfahrt einer scharfen S-Kurve) kann dies jedoch leicht zu enormen Verzögerungszeiten bei der Darstellung der Beschleunigungen führen. So entspricht z. B. eine Beschleunigung von 0,2g einer Plattformneigung über die *Tilt Coordination* von 11,537°, welche bei einer auf 3 °/s begrenzten Drehgeschwindigkeit erst nach etwa 4 s erreicht werden würde. Für die Fahrsimulation stellt sich also die Frage, welcher Fehler den Bewegungseindruck einer Autofahrt weniger verzerrt: eine wahrnehmbare Drehung oder eine deutliche Zeitverzögerung in der Darstellung des Beschleunigungssignals?

Bereits NORDMARK [Nor94] empfiehlt einen höheren Wert der Drehratenbegrenzung (5 °/s) und auch WENTINK ET AL. [Wen08] verwenden höhere Drehgeschwindigkeiten für die *Tilt Coordination* eines *Classical-Washout*-Algorithmus (6 °/s). Darüber hinaus wird ausschließlich von der Verwendung der üblichen Begrenzung auf 3 °/s berichtet und es finden sich in der

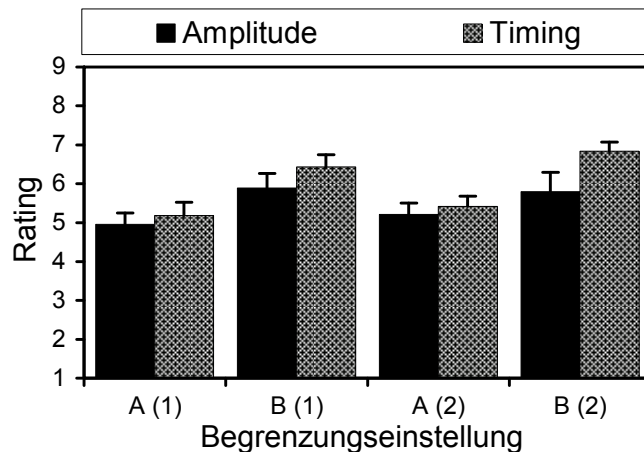
Literatur keine Hinweise auf das optimale Verhältnis zwischen dem Drehratenfehler und dem Zeitverzug in der Darstellung eines Beschleunigungssignals. In der Studie MC5 (Anhang G.5) wurde daher genau dies für ein Notbremsmanöver untersucht. Bei der Darstellung einer Verzögerung von etwa  $-0,22g$  (nach Skalierung) wurde ein *Classical-Washout*-Algorithmus verwendet, bei dem die Drehgeschwindigkeitsbegrenzung variiert wurde (Tabelle 4-5). In einen Fall wurden die Drehungen unterhalb der Wahrnehmungsschwelle durchgeführt (Variante A in Tabelle 4-5), im anderen wurden diese praktisch nicht limitiert (Variante B), da bei der sonstigen Parametrierung des *Classical Washout* bei diesem Manöver die maximale Drehgeschwindigkeit  $\dot{\theta}_{TC,max}$  bei 16 %/s lag (dies entspricht einem Wert von 11 %/s für  $\dot{\theta}_{S,max}$  unter Berücksichtigung der dämpfenden Wirkung der Simulatordynamik - s. a. Kapitel 4.4.2).

Der Versuch beinhaltete darüber hinaus die im vorigen Abschnitt diskutierte Variation des Drehpunktes, die auf die Betrachtung der Drehgeschwindigkeit bei dieser Studie jedoch keinen entscheidenden Einfluss hatte. Von den vier vorkommenden Einstellungen für das *Motion Cueing* beinhalteten zwei eine Drehratenbegrenzung (A) und zwei enthielten eine solche nicht (B). Zu den Fragen, ob die Amplitude und das Timing der Bewegungsrückmeldung realistisch seien, reichten die Skalen von „zu schwach“ bzw. „zu früh“ bis „zu stark“ bzw. „zu spät“. Eine mittlere Bewertung (entsprechend einem Zahlenwert von 8) war in diesem Fall also das Optimum.

**Tabelle 4-5: Maximale Drehrate  $\dot{\theta}_{S,max}$  eines *Classical-Washout*-Algorithmus und Zeitdauer  $\Delta t_S$  bis zur vollständigen Darstellung einer Verzögerung von  $-2,1 \text{ m/s}^2$  bei einer Drehgeschwindigkeitsbegrenzung von  $\dot{\theta}_{TC,lim}$  mit zwei verschiedenen Werten unter Berücksichtigung der Simulatordynamik**

		$\Gamma_A$	$\Gamma_B$	
<b>Begrenzung</b>	$\dot{\theta}_{TC,lim}$	3	30	[°/s]
<b>resultierende Kenngrößen</b>	$\dot{\theta}_{S,max}$	3	11	[°/s]
	$\Delta t_S$	4	1,5	[s]

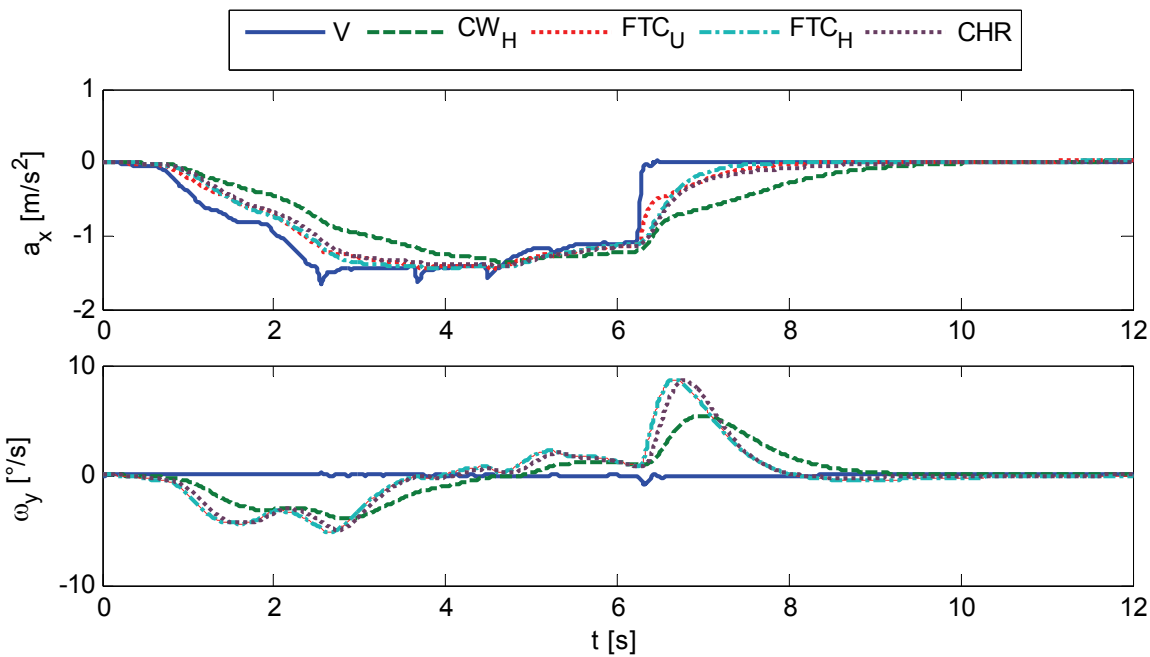
Das Ergebnis der subjektiven Bewertung (Abbildung 4-21) zeigt deutlich, dass die Abweichung vom Optimum bei den Einstellungen ohne Begrenzung deutlich geringer ausfällt.



**Abbildung 4-21: Bewertung der Amplitude und des Timings bei unterschiedlichen *Motion-Cueing*-Einstellungen.; Bewertungsskala von 1 bis 15 (8 entspricht der Wertung „genau richtig“)**

Eine statistische Überprüfung dieses Effektes mittels einer ANOVA ergibt, dass die Unterschiede der Einstellungen mit und ohne Begrenzung signifikant sind. Somit werden Drehgeschwindigkeiten von 11 %s gegenüber einer nicht wahrnehmbaren Drehung mit deutlich größerem Zeitverzug der Bewegungsrückmeldung gegenüber der visuellen Darstellung (ca. 4 s) eindeutig bevorzugt.

Dieses Ergebnis konnte anhand der Studie MC6 (s. Anhang G.6) bestätigt werden: Beim Vergleich von vier verschiedenen *Motion-Cueing*-Algorithmen wurde der in MC5 favorisierte Ansatz (*Classical Washout* ohne Begrenzung) am schlechtesten bewertet, obwohl die anderen drei Ansätze zu noch höheren Drehgeschwindigkeiten führten (s. Abbildung 4-22).



**Abbildung 4-22: Schwaches Bremsmanöver (V) mit vier unterschiedlichen *Motion-Cueing*-Algorithmen ( $CW_H$ ,  $FTC_U$ ,  $FTC_H$ , CHR) ohne Simulatordynamikkompensation; In 2,35 s von 0 auf  $-1,4 \text{ m/s}^2$  und in 0,22 s von  $-1,1$  auf  $0 \text{ m/s}^2$**

Der Aufbau dieser drei Algorithmen wird in den Kapiteln 5.1 und 5.2 genauer erläutert. Für die hier betrachtete Bedeutung der Formfehler von translatorischen Beschleunigungen gegenüber Fehlern in der Drehgeschwindigkeit genügt zunächst die Betrachtung der durch die Algorithmen erzeugten Signale. Aus dem Paarvergleich der Studie MC6 ergeben sich Rangreihenfolgen (Platz 1 bis 4) für jede Versuchsperson. Die als Ranking in Tabelle 4-6 angegebenen Bewertungen sind die Mittelwerte der Rangreihenfolgen aller Versuchsteilnehmer, welche sich als statistisch relevant erwiesen haben (s. Anhang G.6). Am deutlichsten unterscheiden sich die Kennwerte des Algorithmus Nr. 1 (*Classical Washout*) von denen der anderen drei. Dabei ist die zeitliche Verzögerung  $\Delta t_s$ , mit der das Ausgangssignal des jeweiligen Algorithmus den entsprechenden Beschleunigungswert erreicht, teilweise mehr als doppelt so groß, allerdings mit geringeren maximalen Drehgeschwindigkeiten  $\dot{\theta}_{s,\max}$ . Dieser Ansatz wird in der Studie deutlich schlechter bewertet als die anderen drei Ansätze. Unter letzteren wird ebenfalls derjenige Algorithmus bevorzugt, der die geringste Verzögerung verursacht. Diese Kenngröße scheint demnach einen wesentlichen Einfluss auf die Qualität eines *Motion-Cueing*-Algorithmus zu haben.



**Tabelle 4-6: Kennwerte der vier MCA bezogen auf das in Abbildung 4-22 dargestellte Bremsmanöver; Ranking aus MC6**

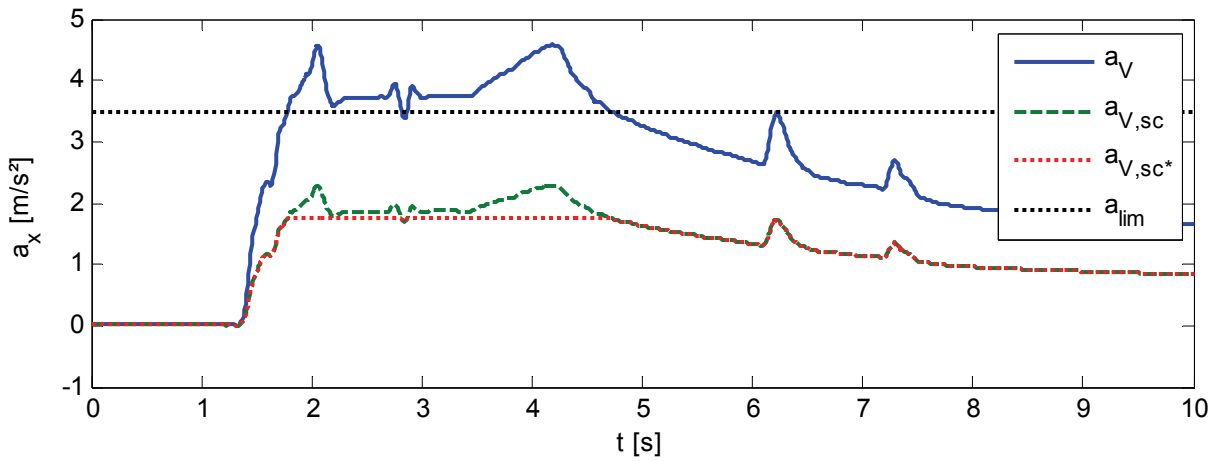
MCA	1	2	3	4		
0,0 → -1,4 m/s²	$\dot{\theta}_{S,\max}$	-4	-5,25	-5,25	-5	[°/s]
	$\Delta t_S$	(2,2)	1,15	0,75	1,3	[s]
-1,1→0,0 m/s²	$\dot{\theta}_{S,\max}$	5,5	8,7	8,7	8,6	[°/s]
	$\Delta t_S$	3,9	1,98	1,65	3,45	[s]
Ranking	3,7	2,4	1,7	2,2		

Für die Gewichtung des in Kapitel 4.1.3 vorgestellten erweiterten Gütekriteriums lässt sich schlussfolgern, dass der Formfehler  $\underline{e}_{sh}$  (s. Gleichung (4.9)) bei den Drehgeschwindigkeiten geringer zu gewichten ist, als ein Formfehler bei der Beschleunigungsdarstellung (d. h.  $W_{1f,sh} > W_{1\omega,sh}$ ). Zukünftige Studien sollten systematisch das Verhältnis dieser beiden Fehlergrößen variieren, um deren optimale Kombination zu ermitteln. Die Ergebnisse aus den Studien MC5 und MC6 zeigen allerdings sehr deutlich, dass die herkömmliche Begrenzung der Drehgeschwindigkeiten auf Werte unterhalb der Wahrnehmungsschwelle für die Fahr-simulation nicht sinnvoll ist, wenn dies zu hohen zeitlichen Verzögerungen in der Darstellung von translatorischen Beschleunigungen führt.

### 4.2.5 Limitierung

In den klassischen *Motion-Cueing*-Algorithmen werden üblicherweise an zwei Stellen Begrenzungen der Wertebereiche vorgenommen: vor den Skalierungsblöcken und nach der *Tilt Coordination*. Aufgrund der Randbedingungen bei der Ansteuerung der Aktuatoren, also der Umsetzung der Ausgangsdaten der *Motion-Cueing*-Algorithmen in direkte systemabhängige Bewegungsvorgaben, können darüber hinaus noch Einschränkungen hinsichtlich der berechneten Sollposition und -orientierung sowie deren Ableitungen (Geschwindigkeiten und Beschleunigungen) notwendig werden.

Die Eingangsbegrenzungen dienen in der Regel vor allem dazu, die Eingangssignale auf physikalisch sinnvolle Werte zu begrenzen. Aufgrund der zumeist stark durch die Bewegungssysteme limitierten Möglichkeiten, Beschleunigungen mit hohen Amplituden darstellen zu können, ist auch eine Begrenzung auf einen kleineren, typischerweise bei einem „normalen“ Fahrstil auftretenden Beschleunigungsbereich sinnvoll (s. a. Abbildung 4-9). Dies sollte dann jedoch nach der Skalierung der Eingangsdaten geschehen, da sonst hochfrequente, darstellbare Signalanteile abgeschnitten werden könnten (s. Abbildung 4-23).



**Abbildung 4-23: Auswirkungen einer Begrenzung des Eingangssignals vor bzw. nach der Skalierung; Skalierungsfaktor: 0,5; Begrenzung:  $\pm 3,5 \text{ m/s}^2$**

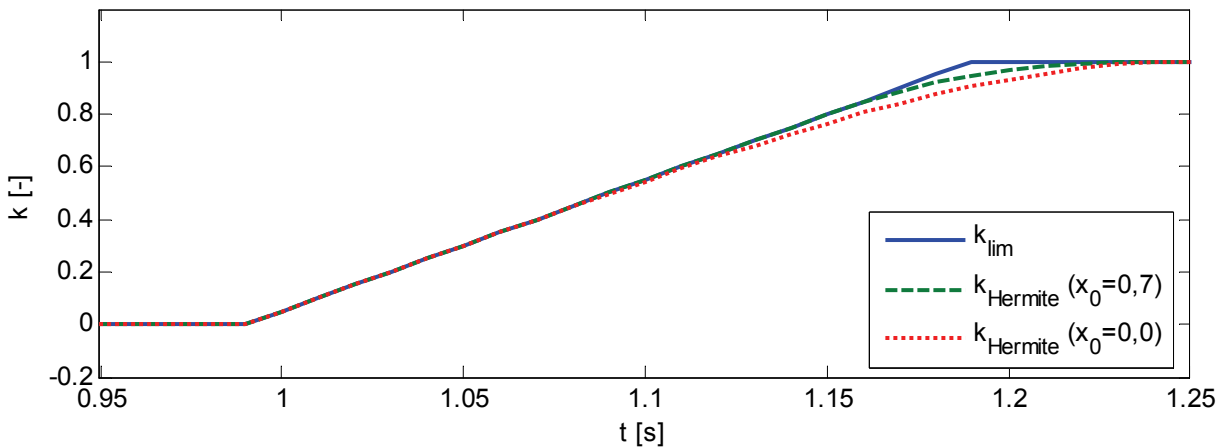
Bei der Limitierung der Kippgeschwindigkeit oder der Ausgangssignale sind Unstetigkeiten, wie sie bei einfachen nichtlinearen Begrenzern vorkommen u. U. unerwünscht, da sie hohe Beschleunigungsspitzen verursachen. Eine „sanfte“, d. h. stetige Begrenzungsmethode wird von SCHWARZ ET AL. [Sch05] vorgestellt: die „Hermite’sche Skalierung“. Dabei wird ein Interpolationsansatz unter Verwendung sogenannter Hermite’scher Polynome  $h(x)$  genutzt, um eine nichtlineare Skalierung zu realisieren [Bur97]:

$$s(x) = s_0 \cdot h_1(x) + d_0 \cdot h_2(x) + s_1 \cdot h_3(x) + d_1 \cdot h_4(x) \quad (4.34)$$

mit  $x_0 = 0$ ,  $x_1 = C \times L$ ,  $d_0 = 0$ ,  $d_1 = -\frac{s_1}{x_1}$  und  $s_1 = \frac{L}{x_1}$ .

Dabei bezeichnen  $x_0$  und  $x_1$  den Start- bzw. Endwert der Interpolation,  $s_0$  und  $s_1$  die entsprechenden Funktionswerte und  $d_0$  und  $d_1$  deren Ableitung. Der Formfaktor  $C$  bestimmt maßgeblich den Verlauf der Skalierung und der Wert von  $L$  bestimmt den Grenzwert der Funktion. Der anfängliche Funktionswert  $s_0$  ist frei wählbar.

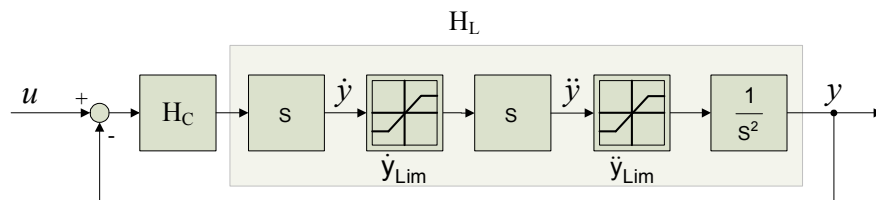
Wie in Abbildung 4-24 verdeutlicht, bewirkt diese Art der Begrenzung eine Abrundung der Signale im Bereich der Sättigung.



**Abbildung 4-24: Herkömmlichem Begrenzer gegenüber Hermite'scher Skalierung**

SCHWARZ ET AL. gehen dabei von einem Startwert  $x_0$  des Polynoms von null und einem Formfaktor von  $C = 2 \cdot s_0^{-1}$ . Dies führt allerdings dazu, dass die Skalierung kontinuierlich über den gesamten Wertebereich verändert wird. Diesem Effekt kann entgegengewirkt werden, indem nun der Startwert als prozentualer Anteil der Begrenzung  $L$  (z. B.:  $x_0 = 0,7 \cdot L$ ) verwendet und den Formfaktor  $C$  entsprechend angepasst wird. Ein Nachteil dieser Methode liegt darin, dass sie bei sprunghaften Signalverläufen nicht anwendbar ist, da sie aufgrund ihrer Polynomstruktur auf Vergangenheitswerten basiert (d. h. bei Sprüngen würde sie ebenso wie ein herkömmlicher Begrenzer und somit ohne den Abrundungseffekt wirken). Bei tiefpassgefilterten oder in der Änderungsgeschwindigkeit limitierten Signalen steht jedoch dem Einsatz dieser Methodik nichts entgegen.

Ein weiterer Nachteil begründet sich darin, dass zwar große Beschleunigungsspitzen vermieden werden können, aber die Maximalwerte der ersten und zweiten Ableitung des Signals sich nicht kontrollieren lassen. Dies ist jedoch gerade bei der Aktuator-Ansteuerung eine wichtige Randbedingung, welche üblicherweise auf Vorgaben in Position und Orientierung basiert. Zu diesem Zweck kann eine einfache Reglerstruktur verwendet werden (Abbildung 4-25).



**Abbildung 4-25: Reglerstruktur zur Geschwindigkeits- und Beschleunigungsbegrenzung**

Das Eingangssignal wird abgeleitet, auf die zulässigen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen begrenzt ( $\dot{y}_{\text{Lim}}$  und  $\ddot{y}_{\text{Lim}}$ ) und wieder integriert. Im idealisierten, linearen Bereich des Begrenzers ist die Übertragungsfunktion (ÜTF)  $H_L = 1$ . Praktisch ergeben sich jedoch Abweichungen durch die zweifache Integration des Signals. Darüber hinaus führt die Begrenzung des Eingangssignals im nichtlinearen (Sättigungs-) Bereich zu deutlichen Abweichungen. Daher muss der Ausgang zurückgeführt und geregelt werden, womit sich folgende Übertragungsfunktion für den linearen Bereich des geregelten Begrenzers ergibt:

$$H_{CL}(s) = \frac{H_C}{1 + H_C} \quad (4.35)$$

$$\text{mit } H_C = H_{PI} = \left( k_p + k_i \frac{1}{s} \right)$$

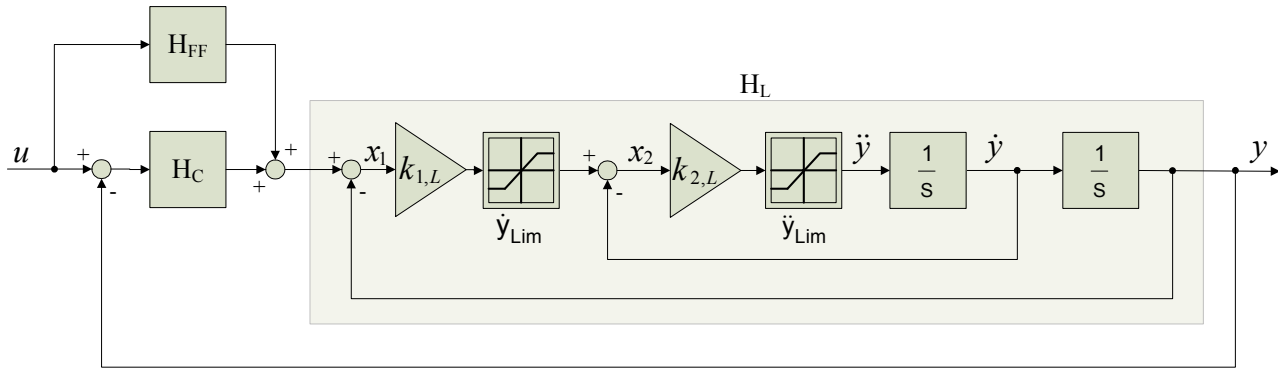
Gemäß Gleichung (2.22) konvergiert die Sprungantwort  $\varepsilon_\infty$  der Begrenzer-ÜTF  $H_{CL}(s)$  mit PI-Regler gegen null (Gleichung (4.36) mit (4.35)).

$$\varepsilon_\infty = \lim_{t \rightarrow \infty} 1(t) \cdot H_{CL}(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \frac{1}{s} \cdot H_{CL}(s) \quad (4.36)$$

Bei der Betrachtung der Konvergenz der Sprungantwort zeigt sich auch die Notwendigkeit des Reglers, da ohne diesen (bei  $H_C = 1$ ) mit der Rückführung des Ausgangssignals eine

Regelabweichung verbunden wäre ( $\varepsilon_\infty = 0,5$ ). Die Einstellung der Reglerparameter muss allerdings mit Bedacht geschehen, da eine falsche Parameterwahl (z. B. ein zu hoher I-Anteil) leicht zu einem Überschwingen oder Oszillieren im Ausgangssignal führen kann.

In der Praxis hat sich jedoch eine etwas komplexere, ebenfalls geregelte Begrenzerstruktur als die bessere Lösung erwiesen: Hier wird die Struktur so gewählt, dass sie im linearen, nicht begrenzten Fall einem PT2-Glied entspricht (Gleichung (4.37)), dessen Pole über die Parameter  $k_{1,L}$  und  $k_{2,L}$  eingestellt werden können.



**Abbildung 4-26: Erweiterte Reglerstruktur zur Geschwindigkeits- und Beschleunigungsbegrenzung**

Diese Vorgehensweise basiert auf einem von HIPPE [Hip07] vorgestellten Ansatz, der ein PT1-Glied mit integriertem nichtlinearem Begrenzer zur Limitierung der Signalgeschwindigkeiten verwendet. Dieser Ansatz wurde von LORENZ [Lor08] im Rahmen dieser Arbeit auf ein PT2-Glied erweitert, um zusätzlich auch die Beschleunigung begrenzen zu können. So entsteht die kaskadierte, in Abbildung 4-26 dargestellte Struktur des Begrenzers  $H_L$ , welche mit

$$H_L = \frac{1}{\frac{1}{k_{1,L} \cdot k_{2,L}} \cdot s^2 + \frac{1}{k_{1,L}} \cdot s + 1} \quad (4.37)$$

für den linearen Arbeitsbereich der nichtlinearen Elemente beschrieben ist. Die Dynamik des Begrenzers  $H_L$  wird durch einen Regler  $H_C$  mit Vorsteuerung  $H_{FF}$  ausgeglichen, so dass sich für den geregelten Begrenzer folgende Gesamtübertragungsfunktion  $H_{CL*}$  ergibt:

$$H_{CL*} = \frac{y}{u} = \frac{H_L \cdot (H_C + H_{FF})}{1 + H_L \cdot H_C} \quad (4.38)$$

Wählt man nun sowohl für den Regler als auch für die Vorsteuerung einen PD-Ansatz entsprechend

$$H_i = \left( k_{p,i} + k_{d,i} \cdot s \right) \Big|_{i \in \{C, FF\}}, \quad (4.39)$$

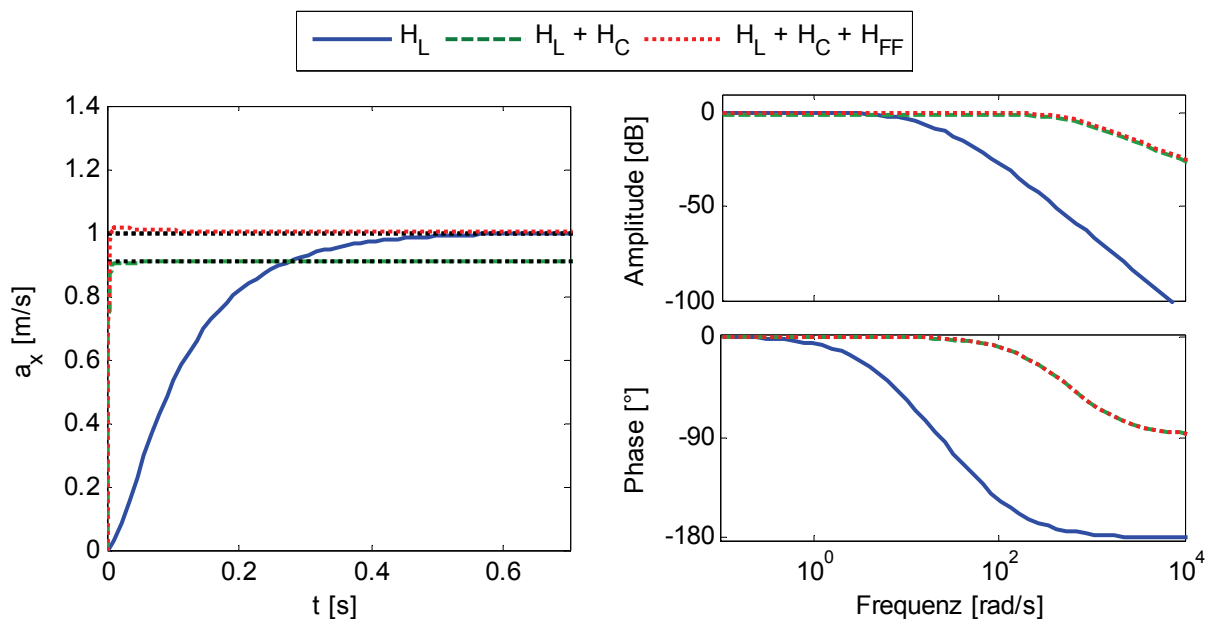
so ergibt sich mit Gleichung (4.37) und (4.38) die Gesamtübertragungsfunktion zu:

$$H_{CL*} = \frac{(k_{d,C} + k_{d,FF}) \cdot s + (k_{p,C} + k_{p,FF})}{\frac{1}{k_{1,L} \cdot k_{2,L}} \cdot s^2 + \left( k_{d,C} + \frac{1}{k_{1,L}} \right) \cdot s + \left( k_{p,C} + 1 \right)} \quad (4.40)$$

Der in der linken Halbebene der komplexen Ebene am weitesten rechts liegende Pol der ÜTF kann durch geschickte Wahl der Vorsteuerungsdämpfung kompensiert werden (s. Anhang C.3), so dass sich eine ideale Übertragung in einem sehr weiten Frequenzbereich ergibt. Tabelle 4-7 gibt die für diesen Fall ermittelten Parameter sowie die daraus resultierenden Kenngrößen an. Abbildung 4-27 verdeutlicht anhand der Sprungantwort und des Bode-Diagramms des Begrenzers mit und ohne Regelung bzw. Vorsteuerung das jeweilige Übertragungsverhalten im linearen Bereich.

**Tabelle 4-7: Parameter und resultierende Kenngrößen für einen Begrenzer nach Gleichung (4.40); hier: Begrenzung der translatorischen Signalgeschwindigkeit und -beschleunigung**

Parameter	Werte	Einheit		Resultierende	Werte	Einheit
$k_{1,L}$	8	[1/s]		Nullstelle $n_1$	-9,95	[-]
$k_{2,L}$	64	[1/s]		1. Polstelle $p_1$	-9,95	[-]
$k_{p,C}$	10	[-]		2. Polstelle $p_2$	-566	[-]
$k_{d,C}$	1	[s]				
$k_{p,FF}$	1	[-]		Amplitude (bei $f = 10 \text{ Hz}$ )	0,09429	[dB]
$k_{d,FF}$	$0,106 (\approx \frac{1}{k_{1,L}})$	[s]		Phase (bei $f = 10 \text{ Hz}$ )	-6,196	[°]
$\dot{y}_{\text{Lim}}$	$\pm 2$	[m/s]				
$\ddot{y}_{\text{Lim}}$	$\pm 10$	[m/s <sup>2</sup> ]				



**Abbildung 4-27: Sprungantwort (links) und Bode-Diagramm (rechts) für die lineare ÜTF des Begrenzers ohne und mit Regler sowie mit zusätzlicher Vorsteuerung (entspricht  $H_{CL^*}$  nach Gleichung (4.40) mit Parametern aus Tabelle 4-7).**

An der Sprungantwort ist deutlich zu erkennen, dass bereits der Regler die Dynamik des PT2-Gliedes kompensiert, allerdings um den Preis einer statischen Regelabweichung von ca. 10 %. Diese wiederum wird durch die Verwendung der Vorsteuerung beseitigt.

### Stabilitätsuntersuchung des linearen Arbeitsbereiches

Der Regelkreis enthält zwei nichtlineare Elemente. Somit muss die Untersuchung des Reglers sowohl für den linearen als auch den nichtlinearen Bereich durchgeführt werden. Betrachtet man nun zunächst die Stabilität im linearen Betrieb entsprechend Gleichung (4.40) anhand des Hurwitz-Kriteriums (siehe z. B. [Rak98]), so ergibt sich bei der Untersuchung des charakteristischen Polynoms

$$\frac{1}{k_{1,L} \cdot k_{2,L}} \cdot \lambda^2 + \left(k_{d,C} + \frac{1}{k_{1,L}}\right) \cdot \lambda + (k_{p,C} + 1) = 0, \quad (4.41)$$

dass dieses der Forderung nach ausnahmslos positiven und von Null verschiedenen Koeffizienten folgt, solange ausschließlich positive Parameterwerte verwendet werden. Die zu diesem Polynom gehörenden Hurwitz-Determinanten (Gleichung (4.42)) sind mit den Werten aus Tabelle 4-7 ebenfalls positiv, womit das Hurwitz-Kriterium vollständig erfüllt ist:

$$\det(H_2) = \begin{vmatrix} k_{d,C} + \frac{1}{k_{1,L}} & \frac{1}{k_{1,L} \cdot k_{2,L}} \\ 0 & k_{p,C} + 1 \end{vmatrix} = k_{d,C} \cdot (k_{p,C} + 1) + \frac{k_{d,C} + 1}{k_{1,L}} = 11,25$$

$$\det(H_1) = k_{p,C} + 1 = 11 \quad (4.42)$$

Damit ist die lineare Gesamtübertragungsfunktion des Begrenzers stabil. Um die Stabilität des Regelkreises im nichtlinearen Bereich nachzuweisen, werden zwei Aspekte analysiert:

- die Stabilität mittels der Methode der Harmonischen Balance
- die Sensitivität gegenüber einer Variation der beiden Begrenzungswerte  $\dot{y}_{\text{Lim}}$  und  $\ddot{y}_{\text{Lim}}$ , bzw. von deren Betragsrelation  $\varepsilon$  mit

$$\varepsilon = \frac{|\ddot{y}_{\text{Lim}}|}{|\dot{y}_{\text{Lim}}|} \quad (4.43)$$

### Sensitivitätsanalyse

Als Eingangssignal für die Sensitivitätsanalyse wird eine Sinusschwingung mit

$$u = A \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

$$\dot{u} = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

$$\ddot{u} = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

verwendet. Für den linearen Fall kann im interessierenden Frequenzbereich von 0-10 Hz  $y \approx u$  angenommen werden (vgl. Abbildung 4-27). Dies ist solange gültig, bis entweder

$$a) |\hat{u}| = A \cdot \omega \geq |\dot{y}_{\text{Lim}}| \text{ oder}$$

$$b) \left| \hat{u} \right| = A \cdot \omega^2 \geq \left| \ddot{y}_{\text{lim}} \right|$$

erfüllt sind. Bei konstanter Amplitude des Eingangssignals ( $A = \text{const.}$ ) gibt es für beide Fälle eine Frequenz  $\omega_i$ , ab der die Begrenzung wirksam wird:

$$a) \omega_1 = \frac{\left| \dot{y}_{\text{lim}} \right|}{A}$$

$$b) \omega_2 = \sqrt{\frac{\left| \ddot{y}_{\text{lim}} \right|}{A}}$$

Der Schnittpunkt dieser beiden Hyperbeln ergibt sich zu

$$\omega_0 = \frac{\left| \ddot{y}_{\text{lim}} \right|}{\left| \dot{y}_{\text{lim}} \right|} \text{ und } A_0 = \frac{\left| \dot{y}_{\text{lim}} \right|^2}{\left| \ddot{y}_{\text{lim}} \right|}, \text{ bzw.}$$

$$\omega_0 = \varepsilon \text{ und } A_0 = \left| \dot{y}_{\text{lim}} \right| \cdot \frac{1}{\varepsilon} \text{ nach Gleichung (4.43).}$$

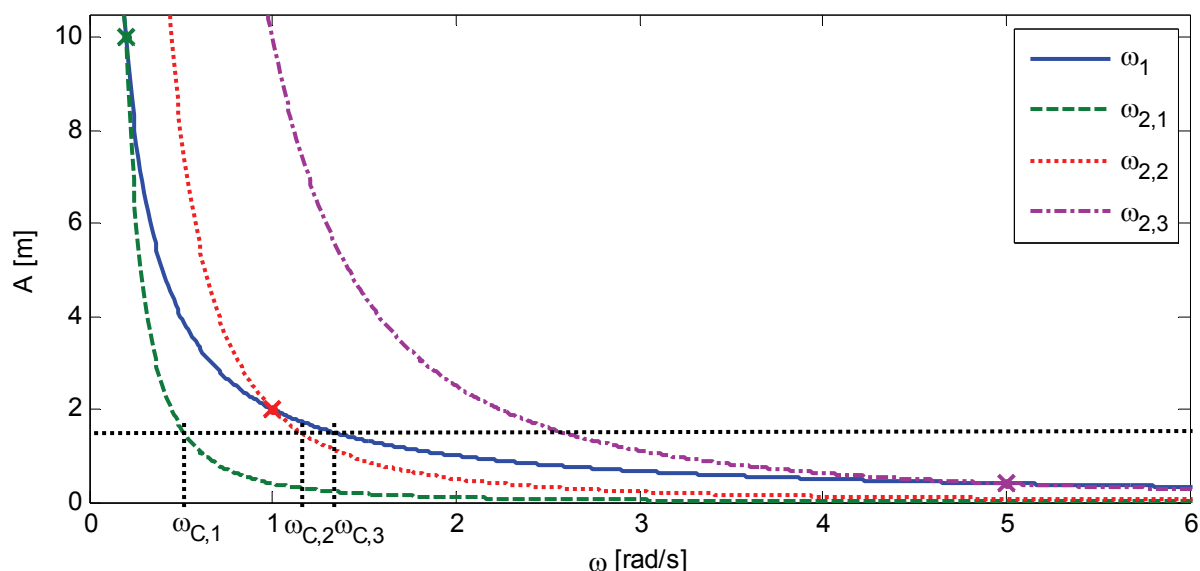
Bei Amplituden kleiner als  $A_0$  ist die Begrenzung  $\left| \ddot{y}_{\text{lim}} \right|$  der Wert, welcher die maximale Frequenz im linearen Arbeitsbereich vorgibt ( $\omega_1 > \omega_2$ ); bei Amplituden größer als  $A_0$  ist es der Wert von  $\left| \dot{y}_{\text{lim}} \right|$  ( $\omega_1 < \omega_2$ ). Generell gilt für die Grenzfrequenz zwischen linearem und nichtlinearem Arbeitsbereich  $\omega_C$ :

$$\omega_C = \min \{ \omega_1, \omega_2 \} = f(A, \left| \dot{y}_{\text{lim}} \right|, \left| \ddot{y}_{\text{lim}} \right|).$$

**Tabelle 4-8: Variation des Begrenzungsverhältnisses und Auswirkung auf die Grenzfrequenz zwischen linearem und nichtlinearem Arbeitsbereich (vgl. Abbildung 4-28)**

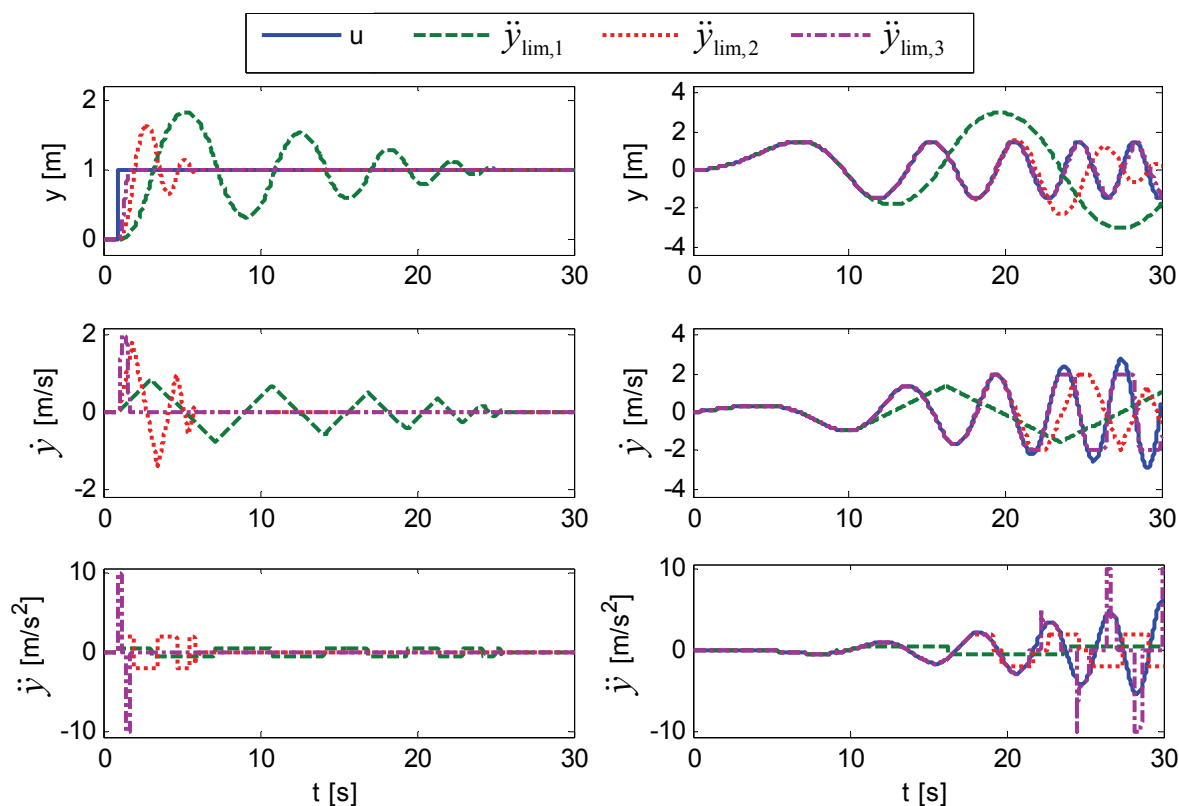
	$\left  \dot{y}_{\text{lim}} \right $	$\left  \ddot{y}_{\text{lim},i} \right $	$\varepsilon_i$	$\omega_{0,i}$	$A_{0,i}$	für $A = 1,5 \text{ m}$		
						$\omega_1$	$\omega_{2,i}$	$\omega_{C,i}$
$i$	[m/s]	[m/s <sup>2</sup> ]	[1/s]	[rad/s]	[1/s]	[rad/s]	[rad/s]	[rad/s]
1	2	0,4	0,2	0,2	10	1,33	0,52	0,52
2		2	1	1	2		1,15	1,15
3		10	5	5	0,4		2,58	1,33

Abbildung 4-28 verdeutlicht diesen Zusammenhang für die drei unterschiedlichen, in Tabelle 4-8 gegebenen Begrenzungsverhältnisse  $\varepsilon$ . Es ist deutlich zu erkennen, dass für Amplituden bis zu 1,5m (entspricht der maximalen translatorischen Bewegung des DLR-Fahrsimulators SimCar - s. Anhang A) durch eine zu starke Begrenzung von  $\left| \ddot{y}_{\text{lim}} \right|$  der lineare Arbeitsbereich erheblich eingeschränkt wird.



**Abbildung 4-28: Grenzen des linearen Arbeitsbereichs (links der Grenzfrequenz  $\omega_{C,i}$ ) für unterschiedliche Begrenzungsverhältnisse  $\varepsilon$  und eine Eingangsamplitude von  $A = 1,5$  m (s. a. Tabelle 4-8)**

Die Sprungantwort des Begrenzers zeigt einen Ausgangssignalverlauf, welcher dem eines PT<sub>2</sub>-Systems ähnelt (Abbildung 4-29 links). Analog zum Einfluss der Dämpfung  $D$  bei einer solchen Strecke führt in diesem Fall ein Verringern des Begrenzungsverhältnisses  $\varepsilon$  zu einem immer stärkeren Überschwingen und im Extremfall zu einer Dauerschwingung (entsprechend  $D = 0$ ).



**Abbildung 4-29: Sprung (links) und Sinus-Sweep von 0-2 rad/s (rechts) als Eingangssignal für den nichtlinearen Regler; Ausgangssignal bei unterschiedlichen Begrenzungsverhältnissen (s. Tabelle 4-8)**



Wie in Abbildung 4-29 (rechts) dargestellt, zeigt sich bei einem Sinus-Sweep mit konstanter Amplitude sehr deutlich die Verschiebung der Grenzfrequenz des linearen Arbeitsbereichs  $\omega_c$  in Abhängigkeit von  $\varepsilon$ . Ein möglichst hoher Wert des Begrenzungsverhältnisses ist demnach auf jeden Fall erstrebenswert. Da sich für den DLR-Simulator sowohl für die translatorischen als auch für die rotatorischen Freiheitsgrade aus den vorgegebenen Begrenzungswerten ein  $\varepsilon$  von 5 (für  $\varepsilon_z$  sogar ein Wert von 10) ergibt, ist diese Forderung hier erfüllt.

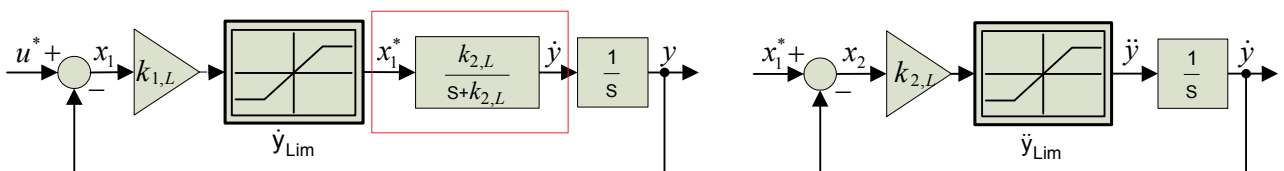
### Stabilitätsuntersuchung des nichtlinearen Arbeitsbereichs

Die im vorangehenden Abschnitt gezeigte Analogie des Übertragungsverhaltens des nichtlinearen Begrenzers zu dem eines  $PT_2$ -Systems lässt Stabilität vermuten. Dies soll im Folgenden mit der Methode der Harmonischen Balance (s. [Rei06]) überprüft werden. Mithilfe dieses Verfahrens kann näherungsweise ermittelt werden, ob ein System mit einem nichtlinearen statischen und einem linearen dynamischen Teil ohne Eingangssignal zu Dauerschwingungen fähig ist. Neben einigen hier nicht weiter erläuterten, bei der Analyse jedoch beachteten Voraussetzungen muss für die Anwendung dieser Methode gelten, dass sich eine separate Beschreibungsfunktion  $N(A, \omega)$  für den nichtlinearen Teil  $N(A)$  und den linearen Teil  $H_{lin}(j\omega)$  finden lässt und dass keine Führungsgröße vorgegeben wird. Bei dem für diese Methode angenommenen Schwingungsgleichgewicht gilt:

$$-\frac{1}{N(A)} = H_{lin}(j\omega) \quad (4.44)$$

Ergeben sich beim graphischen Zwei-Ortskurven-Verfahren Schnittpunkte der beiden Funktionen  $H_{lin}$  und  $-N(A)^{-1}$ , so ist dies gleichbedeutend mit der Möglichkeit einer Dauerschwingung. Weiterführende Analysen können zeigen, ob diese Schwingungen stabil oder labil sind.

Im Folgenden ist diese Methode jeweils auf den inneren und äußeren Regelkreis des Begrenzers  $H_L$  angewendet. Diese getrennte Betrachtung ist möglich, da sich nie beide nichtlinearen Elemente gleichzeitig im nichtlinearen Arbeitsbereich befinden können: bei einer Begrenzung der Geschwindigkeit hat diese einen konstanten Wert, was einen Beschleunigungswert von null bedeutet, welcher wiederum Teil des linearen Bereiches des inneren Regelkreises ist. Dies wird auch am Ende des Abschnittes noch einmal anhand eines begrenzten Sinussignals verdeutlicht werden (Abbildung 4-33, rechts). Die beiden betrachteten Teil-Regelkreise sind in Abbildung 4-30 dargestellt.



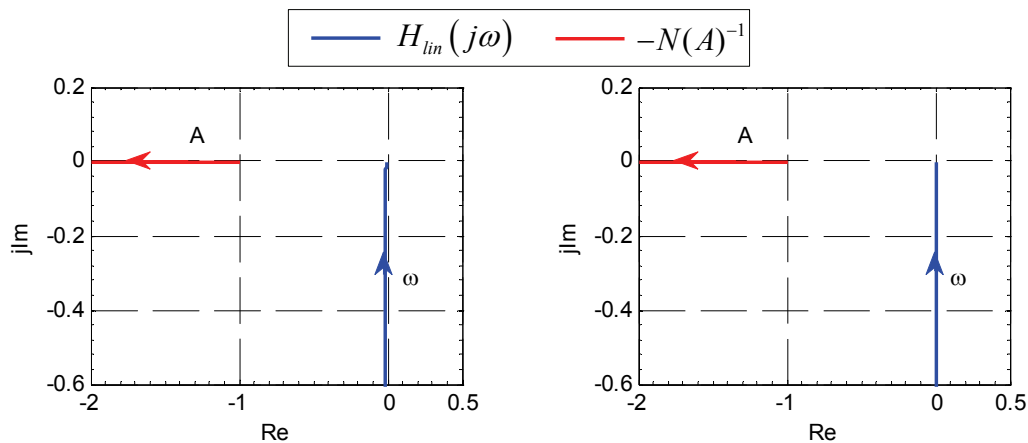
**Abbildung 4-30: Nichtlineare Stabilitätsbetrachtung des äußeren (links) und des inneren Kaskadenregelkreises (rechts); Der rot umrandete Teil im äußeren Regelkreis repräsentiert die lineare ÜTF des inneren Kreises**

Die Beschreibungsfunktion für die verwendeten Begrenzer lautet

$$N(A) = \begin{cases} 1 & \text{für } A \leq a \\ \frac{2}{\pi} \cdot \left( \arcsin \frac{a}{A} + \frac{a}{A} \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{a}{A} \right)^2} \right) & \text{für } A > a \end{cases} \quad (4.45)$$

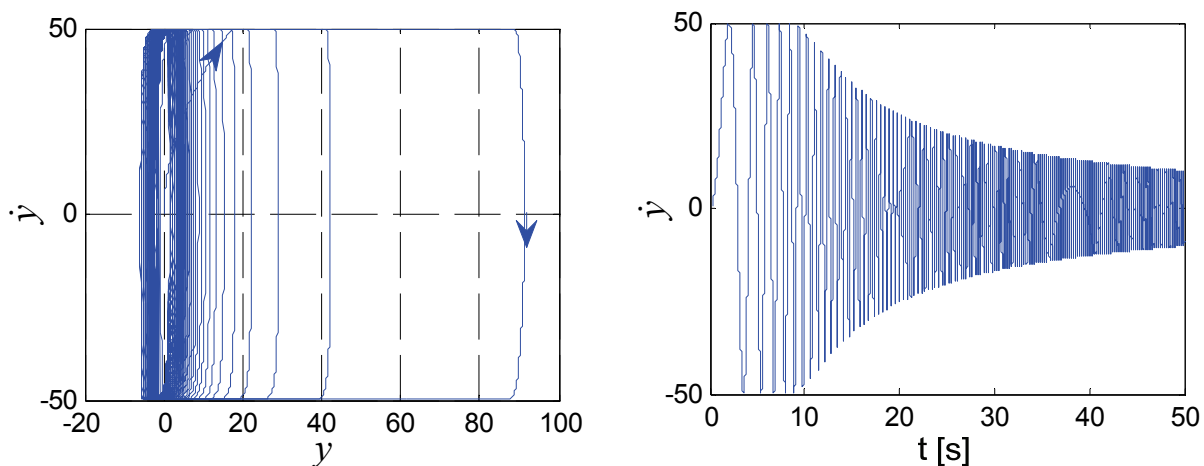
mit  $a = |\dot{y}_{\text{Lim}}|$  bzw.  $a = |\ddot{y}_{\text{Lim}}|$ .

Da es weder für die Übertragungsfunktion von  $\dot{y}_{\text{Lim}}$  noch für die von  $\ddot{y}_{\text{Lim}}$  einen Schnittpunkt mit  $-N(A)^{-1}$  gibt, können in beiden Fällen keine Dauerschwingungen ohne Führungsgröße auftreten (Abbildung 4-31).



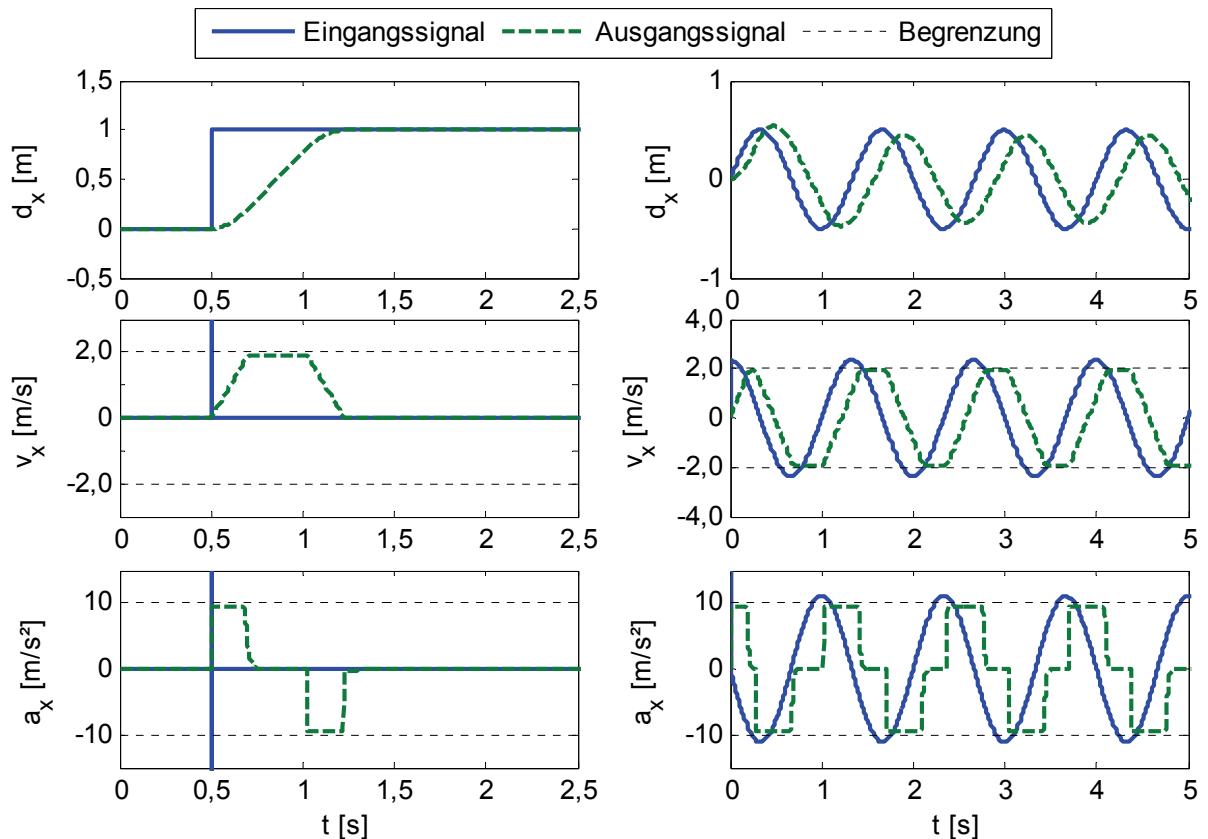
**Abbildung 4-31: Zwei-Ortskurven-Verfahren für den äußeren Kreis (links) und den inneren Kreis (rechts) des Kaskadenbegrenzers (Quelle: LORENZ [Lor08])**

Da die Methode der harmonischen Balance lediglich eine Aussage über die Stabilität ohne anliegendes Eingangssignal liefert, muss noch für das Auftreten eines Eingangssignals die Stabilität nachgewiesen werden. Bei Systemen 2. Ordnung kann dies anhand der Phasenebene erfolgen. Für den äußeren Regelkreis ist anhand eines Sinus-Sweeps von 0 - 6 Hz gezeigt, dass der Grenzzyklus dieses Teilsystems stabil ist (Abbildung 4-32, links). Gleiches gilt für den Zeitverlauf des Ausgangssignals des inneren Kreises bei identischer Anregung (rechts).



**Abbildung 4-32: Phasenebene für den äußeren Kreis des Kaskadenbegrenzers (links) und Zeitsignal des inneren Kreises (rechts) (Quelle: LORENZ [Lor08])**

Ebenso kann sowohl für eine kurzzeitige (Abbildung 4-33, links) als auch für eine dauerhafte (Abbildung 4-33, rechts) nichtlineare Begrenzung des Eingangssignals ein stabiles Ausgangssignalverhalten beobachtet werden.



**Abbildung 4-33: Eingangs- und Ausgangssignal des Begrenzers (Positionssignale sowie deren erste und zweite Ableitung) für einen Sprung (links) bzw. 0,7Hz-Sinus (rechts)**

Beim kurzzeitigen Eingriff wird der Ausgangswert anschließend wieder auf den Eingangswert eingeregelt. Beim dauerhaften Eingriff kann dies jedoch nicht erfolgen und eine bleibende Zeitverzögerung ist zu erkennen. Das Positionssignal wird jedoch auch in diesem Fall zu keinem Zeitpunkt instabil. Wie bereits erwähnt, werden zu keinem Zeitpunkt beide Grenzwerte ( $\dot{y}_{lim}$  und  $\ddot{y}_{lim}$ ) gleichzeitig erreicht, was an beiden Beispielen gut zu erkennen ist.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass mit dem dargestellten geregelten Begrenzer die Änderungsgeschwindigkeit der Positions- und Orientierungsgrößen sowie deren Beschleunigung limitiert und gleichzeitig im linearen, nicht begrenzten Bereich ein nahezu ideales Übertragungsverhalten ( $H_{CL*} \approx 1$ ) gewährleistet werden kann, da die 3dB-Eckfrequenz bei 14,7 Hz liegt (s. a. Abbildung 4-27, rechts) und auch ein Phasenverzug  $\leq -6^\circ$  erst ab einer Frequenz von etwa 10 Hz eingebracht wird. Da die meisten Bewegungssysteme lediglich Frequenzen von bis zu maximal 10 Hz darstellen können, genügt das Übertragungsverhalten voll und ganz den Anforderungen der Ansteuerung einer Bewegungsplattform.

#### 4.2.6 Weitere wahrnehmungsrelevante Faktoren

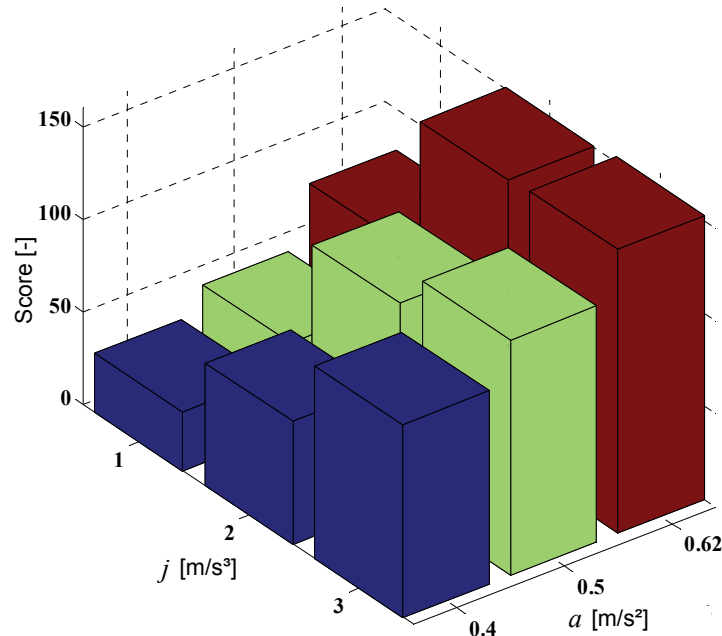
Nachdem in den bisherigen Abschnitten die fünf wesentlichen, funktionell weitestgehend voneinander unabhängigen Bestandteile eines *Motion-Cueing*-Algorithmus betrachtet wurden (s. a. Abbildung 4-7), werden in diesem Abschnitt vor allem Effekte behandelt, die mit der

Integration der vestibulären Wahrnehmung mit anderen Informationsquellen (visuell, haptisch oder akustisch) zusammenhängen.

Eine grundlegende Arbeit zu diesem Thema ist von GREIG [Gre88] verfasst worden. Dieser beschäftigt sich mit der Maskierung von *Motion Cues*, d. h. er versucht das Fehlen von zu erwartenden *Cues* bzw. die Existenz von falschen *Cues* zu verstecken, indem er ein künstliches Signalrauschen erzeugt. Bei der Analyse seiner Versuche kommt er zu dem Schluss, dass es möglich ist, mit dieser Methodik den Bewegungseindruck zu verbessern, und zwar sowohl bzgl. des Freiheitsgrades, in dem das Rauschen aufgeprägt wird, als auch über Kopplungseffekte in anderen Freiheitsgraden, dabei jedoch mit einem geringeren Effekt. Aus den Erkenntnissen von GREIG folgt, dass ein überlagertes Signal, welches z. B. Straßenunebenheiten simulieren soll, nicht nur einen zusätzlichen haptischen Hinweis auf die aktuelle Fahrgeschwindigkeit liefert, sondern gleichzeitig auch den Einfluss von störenden, durch den *Motion-Cueing*-Algorithmus hervorgerufenen Effekten abschwächen kann. Typischerweise werden Straßenunebenheiten durch eine Überlagerung von Sinussignalen dargestellt. Ein solcher Ansatz wird von SUN [Sun01] präsentiert, der auf der Basis spektraler Leistungsdichteverteilungen die Unebenheit des Straßenbelages charakterisiert. Dagegen gibt SEHAMMAR [Seh07] in einem Versuch auf realen Straßen gemessene Vertikalbeschleunigungen, Wank- und Nickgeschwindigkeiten über einen Vibrationstisch wieder. Er stellt dabei fest, dass diese Signale im Simulator als zu stark empfunden werden. Die Ursachen sieht er in fehlenden Informationen der Straßenrauhigkeit über andere Kanäle (visuell, haptisch durch Lenkradvibration, akustisch). Dies verdeutlicht noch einmal die bereits in Kapitel 2.2.2 angesprochene Bedeutung der Integration verschiedener Informationsquellen bzw. die Wichtigkeit von deren bestmöglicher Übereinstimmung.

Einige Hinweise darauf, welche akustischen oder visuellen Reize besonders wichtig für die Wahrnehmung von Fahrgeschwindigkeiten sind, wurden bereits bei der Beschreibung der menschlichen Wahrnehmung in Kapitel 2.2.1 gegeben. Generell ist der Einfluss einzelner Aspekte dieser Informationsquellen jedoch noch weitestgehend unbekannt, da Versuche oftmals sehr aufwändig sind und lediglich Detailfragen klären können bzw. aufgrund der Komplexität und Vielschichtigkeit der Bewegungswahrnehmung beobachtbare Effekte nur schwer einer einzigen Ursache zugeordnet werden können. So zeigt ein ausführlicher Versuch zum Einfluss des Detaillierungsgrades der Visualisierung von LUKE ET AL. [Luk06] lediglich, dass eine realistischere Darstellung von den Probanden bevorzugt wurde und auch zu einem etwas besseren Einhalten der vorgegebenen Fahrgeschwindigkeiten führte. Wichtige Erkenntnisse aus der Beschäftigung mit Integrationseffekten sind z. B. von PRETTO UND CHATZIASTROS [Pre06] erarbeitet worden. Diese variieren den optischen Fluss gegenüber der realen Fahrgeschwindigkeit und resümieren, dass mit einem erhöhten optischen Fluss dem üblichen Unterschätzen der Geschwindigkeit in Simulatoren, wie er auch in der Studie MC2 festgestellt wurde (s. Anhang G.2) entgegengewirkt werden kann. In Bezug auf die Integration von visuellen und vestibulären Signalen bei der Bewegungswahrnehmung weisen BUTLER ET AL. [But06] nach, dass sich der Mensch bei der Bestimmung von Richtungsänderungen deutlich mehr auf visuelle Eindrücke als auf vestibuläre Signale verlässt und basierend auf diesen Reizen eine besser Schätzung abgeben kann.

Neben der Wechselbeziehung zwischen unterschiedlichen Reizen rückt neuerdings auch eine weitere charakteristische Größe der *Motion-Cueing*-Ausgangssignale in den Fokus der Forschung: der sogenannte Ruck, der als die Ableitung der Beschleunigung definiert ist. GRANT UND HAYCOCK [Gra06b] weisen als erste einen deutlichen Einfluss des Rucks bei der Bewertung von Beschleunigungsamplituden nach (s. Abbildung 4-34).



**Abbildung 4-34: Beschleunigung  $a$  vs. Ruck  $j$ ; Bewertung der wahrgenommenen Beschleunigungsamplitude (Quelle: Grant [Gra07])**

Bei ihrem Versuch werden im direkten Vergleich zweier Signale zum Teil Signale mit niedrigerer Beschleunigungsamplitude als größere Beschleunigung empfunden, wenn gleichzeitig ein höherer Ruck dargestellt wird. Einschränkend muss allerdings angemerkt werden, dass bei diesem Experiment lediglich geringe Beschleunigungen von 0,4 bis 0,62 m/s² und vergleichsweise schwache Rucke von 1,0 bis 3,0 m/s³ verwendet wurden.

Bei der bereits in Kapitel 4.2.4 kurz erläuterten Studie MC5 (Anhang G.5) wurde für einen Classical Washout u. a. die Drehratenlimitierung variiert (Variante A: 3 °/s; Variante B: 30 °/s). Für die Analyse der vorkommenden Beschleunigungen und Rucke werden drei Phasen der in der Studie vorkommenden Fahrten für beide Algorithmus-Parametrierungen betrachtet: zuerst die Beschleunigung von 0 auf 2 m/s² (Phase *I*), dann der Beginn der Vollbremsung mit -4 m/s² (Phase *II*) und schließlich das Ende des Manövers mit dem Anhalteruck von -4 auf 0 m/s² (Phase *III*). Die angegebenen Werte beziehen sich auf die bereits skalierten Fahrdynamiksignale. In Tabelle 4-9 sind die tatsächlich durch das Bewegungssystem dargestellten Beschleunigungen und Rucke sowie die relevanten rotatorischen Kennwerte angegeben, d. h. der dämpfende Einfluss des als Tiefpass wirkenden Hexapods ist hier berücksichtigt (nähere Informationen zur Systemidentifikation und Modellierung folgen in Kapitel 4.4.2, sind aber zum Verständnis dieses Abschnittes nicht weiter notwendig).

Die Beschleunigungen und die Rucke sind in allen drei Phasen bei beiden Parametrierungen nahezu identisch und befinden sich in dem durch GRANT UND HAYCOCK untersuchten Wertebereich. Die rotatorischen Größen unterscheiden sich dagegen deutlich sowohl in den

Geschwindigkeits- als auch in den Beschleunigungswerten, was auf die Begrenzung der Drehgeschwindigkeiten bei Parametrierung  $\Gamma_A$  zurückzuführen ist. Wie schon in Kapitel 4.2.4 dargestellt, wurde in dieser Studie die Parametrierung  $\Gamma_B$  trotz der höheren Drehgeschwindigkeiten bevorzugt. Ein interessanter Aspekt der Ergebnisse dieses Versuchs ist die Tatsache, dass die Probanden die Amplitude der spürbaren Beschleunigung am Ende des Bremsvorganges, also in der Phase *III*, als realistischer bewertet haben als während dessen Beginn (Phase *II*). Während die Beschleunigungen in der Phase *III* nur geringfügig höher sind als in Phase *II*, sind die Rucke mehr als doppelt so groß. Die bessere Bewertung der Signalamplitude in dieser Phase bestätigt die Ergebnisse von GRANT UND HAYCOCK (Abbildung 4-34).

**Tabelle 4-9: Auswirkungen unterschiedlicher Parametrierungen des Motion-Cueing-Algorithmus bei einer Fahrt der Studie MC5; Maximalwerte der Längsbeschleunigung, des Rucks sowie der korrespondierenden Drehgeschwindigkeiten und -beschleunigungen (Simulatordynamik berücksichtigt)**

Phase	Fahrzeug		MCA (CW, $\Gamma_A$ )				MCA (CW, $\Gamma_B$ )			
	$a_{V_{sc,x}}$	$\dot{a}_{V_{sc,x}}$	$a_{S,x}$	$\dot{a}_{S,x}$	$\dot{\theta}_S$	$\ddot{\theta}_S$	$a_{S,x}$	$\dot{a}_{S,x}$	$\dot{\theta}_S$	$\ddot{\theta}_S$
	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>3</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>3</sup> ]	[°/s]	[°/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>3</sup> ]	[°/s]	[°/s <sup>2</sup> ]
<i>I</i>	0 → +2	5	0,28	0,75	3	5,3	0,25	0,75	5,3	9,2
<i>II</i>	0 → -4	-20	-0,67	-2,24	-3	-4,36	-0,62	-2,15	-10,8	-22,6
<i>III</i>	-4 → 0	75	0,82	4,84	3	7,35	0,75	4,76	10,84	32,2

In Bezug auf die Rucke und die Drehbeschleunigungen ist auch eine genauere Betrachtung der Motion-Cueing-Ausgangsdaten von Interesse. Die entsprechenden Werte sind in Tabelle 4-10 angegeben.

**Tabelle 4-10: Maximalwerte der Längsbeschleunigungen, Rucke sowie der korrespondierenden Drehgeschwindigkeiten und Drehbeschleunigungen bei einer Fahrt der Studie MC5 am Ausgang des Motion-Cueing-Algorithmus**

Phase	Fahrzeug		MCA (CW, $\Gamma_A$ )				MCA (CW, $\Gamma_B$ )			
	$a_{V_{sc,x}}$	$\dot{a}_{V_{sc,x}}$	$a_{S,x}$	$\dot{a}_{S,x}$	$\dot{\theta}_S$	$\ddot{\theta}_S$	$a_{S,x}$	$\dot{a}_{S,x}$	$\dot{\theta}_S$	$\ddot{\theta}_S$
	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>3</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>3</sup> ]	[°/s]	[°/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>3</sup> ]	[°/s]	[°/s <sup>2</sup> ]
<i>I</i>	0 → +2	5	0,4	2,5	3	15,55	0,4	2,5	7	15,8
<i>II</i>	0 → -4	-20	-1,28	-7,97	-3	-10	-1,22	-7,88	-14,4	-42,8
<i>III</i>	-4 → 0	75	2,45	2,02	3	23,3	2,51	19,98	16,46	105,2

Ohne die Berücksichtigung der dämpfenden Wirkung des Bewegungssystems sind erwartungsgemäß höhere Werte als in Tabelle 4-9 zu erkennen. Sehr deutlich wird dies in Phase *III*: Insbesondere bei der Drehbewegung zeigt sich eine enorm hohe Dynamik in den Maximalwerten der jeweiligen Signale. Gelingt es, die entsprechenden Sollwertvorgaben für die Plattformposition und -orientierung besser nachzubilden (mit einem anderen Bewegungs-

system oder einer Kompensation der Simulatordynamik), so hat sich in der Praxis eine Ruckbegrenzung der fahrdynamischen Eingangssignale auf  $50 \text{ m/s}^3$  als sinnvoll erwiesen. Der optimale Wert dieser Größe ist allerdings bislang durch keine Studie eingehender untersucht worden.

Abschließend sind in Tabelle 4-11 die wichtigsten in Abschnitt 4.2 beschriebenen Methoden und Aspekte sowie entscheidende Ergebnisse in kurzen Stichpunkten aufgeführt. In diese sind an vielen Stellen Erkenntnisse aus den eigenen Studien und der Analyse der unterschiedlichen, in der Literatur zu findenden Ansätze eingeflossen. Für die Funktion eines Motion-Cueing-Algorithmus im besonderen Maße wichtige Weiterentwicklungen sind dabei die Einführung der idealen Filterstruktur (Kapitel 4.2.3), der Nachweis einer höheren Akzeptanz der Bewegungsdarstellung bei deutlich wahrnehmbaren Drehbewegungen (Kapitel 4.2.4) sowie die Entwicklung eines geregelten Begrenzers (Kapitel 4.2.5).

**Tabelle 4-11: Übersicht über die wichtigsten Methoden, Aspekte und Ergebnisse beim Design von Motion-Cueing-Algorithmen.**

Teilkapitel	Methoden, Ergebnisse, wichtige Aspekte
4.2.1 Fahrdynamische Eingangssignale	- bereits bei „normalem“ Fahrverhalten kommen Beschleunigungen im Bereich von bis zu $\pm 0,5g$ vor. Es sind nur ausgewählte Manöver 1:1 darstellbar. Daher ist eine Skalierung im Allgemeinen notwendig.
4.2.2 Skalierung	- große Übereinstimmung bei Studienergebnisse aus der Literatur: Skalierungsfaktor von mind. 0,5 notwendig, aber gleichzeitig auch ausreichend. - anhand einer eigenen Studie (MC4) bestätigt.
4.2.3 Filtereffekte	- Untersuchung des optimalen Zusammenwirkens von HP und LP. Vergleich der Parametrierung nach REID UND NAHON bzw. der Realisierung als komplementäre oder ideale Filter. - ein ideales Übertragungsverhalten ist nur mit der idealen Filterstruktur zu erreichen. - adaptive Filter ermöglichen ein an die Fahrsituation angepasstes <i>Tuning</i> . Diskrete Parameterwechsel sind zu bevorzugen. - Kopplung des <i>Washout</i> an LP-Filterverhalten bei der Verwendung spezifischer Kräfte. Für ein unabhängiges <i>Washout</i> -Filter-Verhalten Beschleunigungen verwenden. - generell ist der <i>Washout</i> möglichst schwach einzustellen.

Tabelle 4-11 (Fortsetzung)

Teilkapitel	Methoden, Ergebnisse, wichtige Aspekte
4.2.4 Tilt Coordination und Drehungseinflüsse	<ul style="list-style-type: none"> <li>- beim <i>Classical-Washout</i>-Algorithmus hat der Drehpunkt nur sehr geringen Einfluss auf die MC-Signale.</li> <li>- bei neueren Ansätzen (schnellere Drehbewegungen) wird der Kopf als Mittelpunkt der Plattformdrehungen bevorzugt.</li> <li>- Berechnung der Drehpunktverschiebung.</li> <li>- Nachweis einer Bevorzugung von höheren Drehgeschwindigkeiten, wenn dadurch Phasenfehler minimiert werden können (aus Ergebnissen der Studien MC5 und MC6).</li> </ul>
4.2.5 Limitierung	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Limitierung auf physikalisch sinnvolle Werte vor und auf darstellbare Werte nach der Skalierung.</li> <li>- Begrenzung der MC-Ausgangswerte (konventioneller Begrenzer oder Hermite'sche Skalierung) und deren erster und zweiter Ableitung (geregelter, nichtlinearer Begrenzer).</li> </ul>
4.2.6 Weitere wahrnehmungsrelevante Faktoren	<ul style="list-style-type: none"> <li>- maskieren von falschen Cues durch Signalrauschen oder Simulation der Straßenrauhigkeit.</li> <li>- Variation des optischen Flusses für bessere Einschätzbarkeit der Fahrgeschwindigkeit.</li> <li>- Einfluss des Rucks auf Bewegungswahrnehmung.</li> </ul>

### 4.3 Parametrierung

Mit der Wahl eines *Motion-Cueing*-Algorithmus wird zunächst die grundsätzliche Funktionalität festgelegt. Die Güte der letztendlich wahrnehmbaren Bewegungen hängt darüber hinaus ebenfalls stark von der Einstellung der Algorithmusparameter ab. So zeigte sich z. B. bei der Studie von REID UND NAHON [Rei86b] für unterschiedliche Parametrierungen der drei klassischen Algorithmen (*Classical Washout*, *Optimal Control* und *Coordinated Adaptive*) eine größere Abhängigkeit von der Wahl der Parameter als von der Wahl des Algorithmus. Auch GRANT ET AL. [Gra03] erhielten ähnliche Ergebnisse bei einem Vergleich des *Classical Washout* mit einem fahrspurbasierten Ansatz (s. a. Kapitel 3.2.4). Diese Ergebnisse zeigen die Bedeutung einer geeigneten *Tuning*-Methode auf, mit der die Parameter des gewählten Algorithmus optimiert werden. Bei dieser Optimierung handelt es sich im Allgemeinen um einen mehrstufigen, iterativen Prozess (vgl. [Gra95]). Tabelle 4-12 gibt einen Überblick über verschiedene, in der Literatur beschriebene *Tuning*-Methoden.

Bei den ersten drei Methoden handelt es sich um Verfahren, bei denen in *Software-in-the-Loop*-Simulationen (SIL) die *Motion-Cueing*-Parameter hinsichtlich unterschiedlicher Kriterien optimiert werden. Das individuelle bzw. manöver- oder streckenabhängige *Tuning* wird dagegen mit Probanden im echten Fahrsimulator durchgeführt und wird in Übereinstimmung mit der Definition in Kapitel 2.1.7 im Folgenden als *Driver-in-the-Loop-Tuning* (DIL) bezeichnet. Die einzelnen Ansätze werden in den nächsten Abschnitten beschrieben. Anschließend



werden die Methoden anhand einer Diskussion der jeweiligen Vor- und Nachteile miteinander verglichen.

**Tabelle 4-12: Übersicht über Tuning Methoden für *Motion-Cueing-Algorithmen* nach GRANT [Gra07]**

Tuning Methode	Quelle	Parameterbestimmung	
		<i>SIL</i>	<i>DIL</i>
<b>fahrermodell-basiert</b>	HESS ET AL. [Hes02], HOSMAN [Hos02]	x	
<b>wahrnehmungs-basiert</b>	TELBAN [Tel01], GROEN [Gro07]	x	(x)
<b>empirisch</b>	SCHRÖDER [Gou03]	x	
<b>individuell</b>	GRANT [Gra97b]		x
<b>manöver-/streckenabhängig</b>	BRÜNGER-KOCH [Brü06b]		x

### 4.3.1 Methodische Optimierung

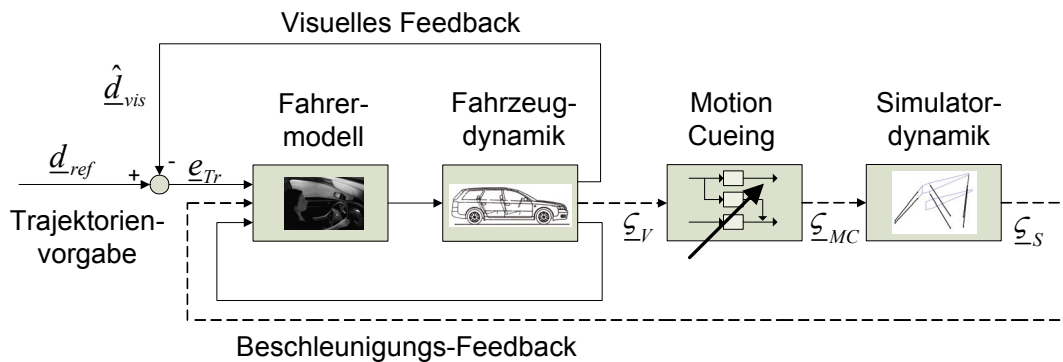
Die ersten beiden der im Folgenden vorgestellten Methoden verwenden den mathematischen Ansatz der kleinsten Fehlerquadrate zur Optimierung eines Fehler- oder Gütekriteriums  $J$ . Dabei werden gezielt Parameter eines *Motion-Cueing*-Algorithmus variiert, bis ein mathematisches Optimum gefunden wird. Die dritte in diesem Abschnitt beschriebene Methode ist eine grafische Aufbereitung des Übertragungsverhaltenes einzelner Filter inklusive einer Darstellung von Verletzungen des vorhandenen Arbeitsraumes. Diese Methode ergibt somit einen umfassenden Überblick über die Auswirkung verschiedener Parameterkombinationen, überlässt die letztendliche Parameterauswahl jedoch dem Nutzer. Alle drei Methoden wurden ursprünglich für die Flugsimulation entwickelt, können jedoch bei einem Austausch der Komponenten wie z. B. dem Modell des dynamischen Verhaltens des Fortbewegungsmittels ebenso in der Fahrsimulation eingesetzt werden. Sie sind in der folgenden Beschreibung bereits auf die Gegebenheiten einer Fahrsimulation angepasst.

#### Tuning anhand von Fahrermodellen

Strukturierte [Hes02] oder beschreibende [Hos02] Fahrermodelle werden anhand von fundierten Studien und einem breiten Methodenwissen in den Bereichen der Bewegungswahrnehmung und des menschlichen Fahrverhaltens erstellt und anschließend mithilfe realer Fahrdynamikdaten parametrisiert. Dabei wird davon ausgegangen, dass der Fahrer grundsätzlich bemüht ist, dem Straßenverlauf bzw. der Soll-Trajektorie möglichst exakt zu folgen (*Tracking*), jedoch stets mit so wenig Lenkaufwand und Lenkänderungen wie möglich. Daraus ergibt sich ein Gütekriterium

$$J_D = \sum e_{Tr}^2 + Q \cdot \delta_L^2 + R \cdot \dot{\delta}_L^2 \quad (4.46)$$

mit dem *Tracking*-Fehler  $e_{Tr}$ , dem Lenkradwinkel  $\delta_L$  und den Gewichtungsfaktoren  $Q$  und  $R$ . Über eine mathematische Optimierung (s. [Hos02]) werden auf Basis der visuell wahrgenommenen Fahrzeugposition  $\hat{d}_{vis}$  und den vestibulär rückgekoppelten Fahrdynamiksignalen  $\underline{\epsilon}_V$  (Abbildung 4-35, durchgängige Linie) die Gewichtungsfaktoren  $Q$  und  $R$  ermittelt. Für die Parametrierung des *Motion-Cueing*-Algorithmus wird nun das so bestimmte Fahrermodell verwendet und anstelle der Fahrdynamiksignale werden die Bewegungen des Simulators  $\underline{\epsilon}_S$  als Beschleunigungs-Feedback zurückgeführt (Abbildung 4-35, gestrichelte Linie).



**Abbildung 4-35: Parametrierung und Validation eines Fahrermodells anhand des visuellen und vestibulären (durchgängige Linie) Feedbacks an den Fahrer; Nutzung des Fahrermodells zur Bestimmung der optimalen Parameter des *Motion Cueing* für ein identisches Fahrverhalten (gestrichelte Linie)**

Dabei werden üblicherweise der Einfluss des *Motion-Cueing*-Algorithmus und der Simulator-dynamik, in manchen Fällen auch die Verzögerung durch Übertragungszeiten, berücksichtigt. Nun werden die Parameter des *Motion-Cueing*-Algorithmus als freie Variablen definiert und so optimiert, dass die mithilfe des Simulators dargestellte Beschleunigungsrückmeldung zu einem möglichst realistischen Fahrverhalten führt.

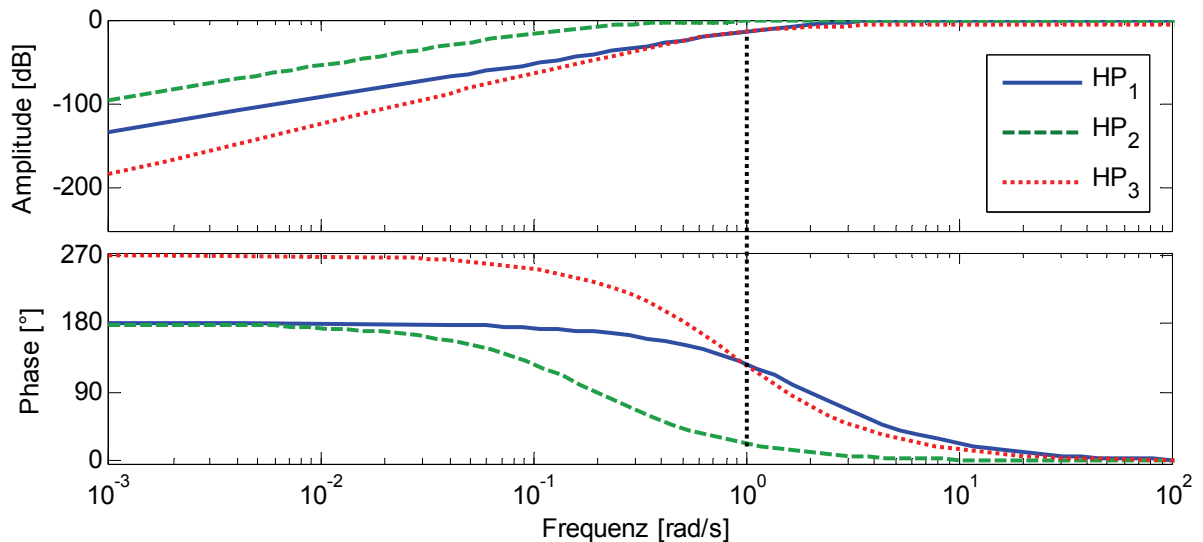
### Wahrnehmungsbasiertes Tuning

Beim *Tuning* anhand von Fahrermodellen wird auf Modelle zur visuellen und vestibulären Bewegungswahrnehmung zurückgegriffen (z.B. [Tel01, Gro07]). Im Gegensatz dazu spielt die Auswirkung auf das Fahrverhalten bei der wahrnehmungsbasierten Tuning-Methode keine Rolle. Anstelle des *Tracking*-Fehlers als wesentlicher Komponente des Gütekriteriums wird der Wahrnehmungsfehler  $\hat{\epsilon}_s$  (vgl. Abbildung 4-2 in Kapitel 4.1.3) als Kenngröße verwendet und über ein mathematisches Optimierungsverfahren minimiert. Bei diesem Ansatz ist also das Ziel, durch eine geschickte Einstellung der *Motion-Cueing*-Parameter einen möglichst geringen Unterschied zwischen den wahrnehmbaren Beschleunigungen im Simulator und denen einer Realfahrt zu erreichen. Der Algorithmustyp, für den diese Methodik am häufigsten zur Einstellung der Parameter verwendet wird, ist der *Optimal-Control*-Algorithmus (s. Kapitel 3.1.2). Ein weiteres Einsatzgebiet dieser Methodik ist die Optimierung des *Motion Cueing* für festgelegte Trajektorien, so dass bei passiven Fahrten im Simulator zum einen der Arbeitsraum des Simulators optimal ausgenutzt und zum anderen *Cueing*-Fehler soweit wie möglich reduziert werden (s. [Nau09, May09]).

### Tuning anhand empirischer Daten

Im Gegensatz zu den beiden zuletzt vorgestellten *Tuning*-Methoden verwendet das Verfahren von SCHROEDER (s. [Gou03]) keine mathematische Optimierung. Stattdessen werden

systematisch die Parameter eines *Motion-Cueing*-Algorithmus variiert, um dem Nutzer physikalisch, d. h. mechanisch mögliche Parameterkombinationen eines *Motion-Cueing*-Filters darzustellen. Bei gleichzeitiger Berücksichtigung einiger weiterer Randbedingungen können so geeignete Startwerte z. B. für ein *Driver-in-the-Loop-Tuning* ermittelt werden. Die Grundlage für den SCHROEDER-Ansatz ist das *Motion-Fidelity*-Kriterium von SINACORI [Sin77], welches auf dem charakteristisch Filterverhalten bei 1 rad/s basiert (s. Abbildung 4-36).



**Abbildung 4-36: Bode-Diagramm dreier Hochpassfilter  $HP_i$  (s. a. Tabelle 2-5) zur Ermittlung der Amplitudenverstärkung und der Phasenverschiebung bei 1 rad/s; Filterparameter aus Tabelle 4-13**

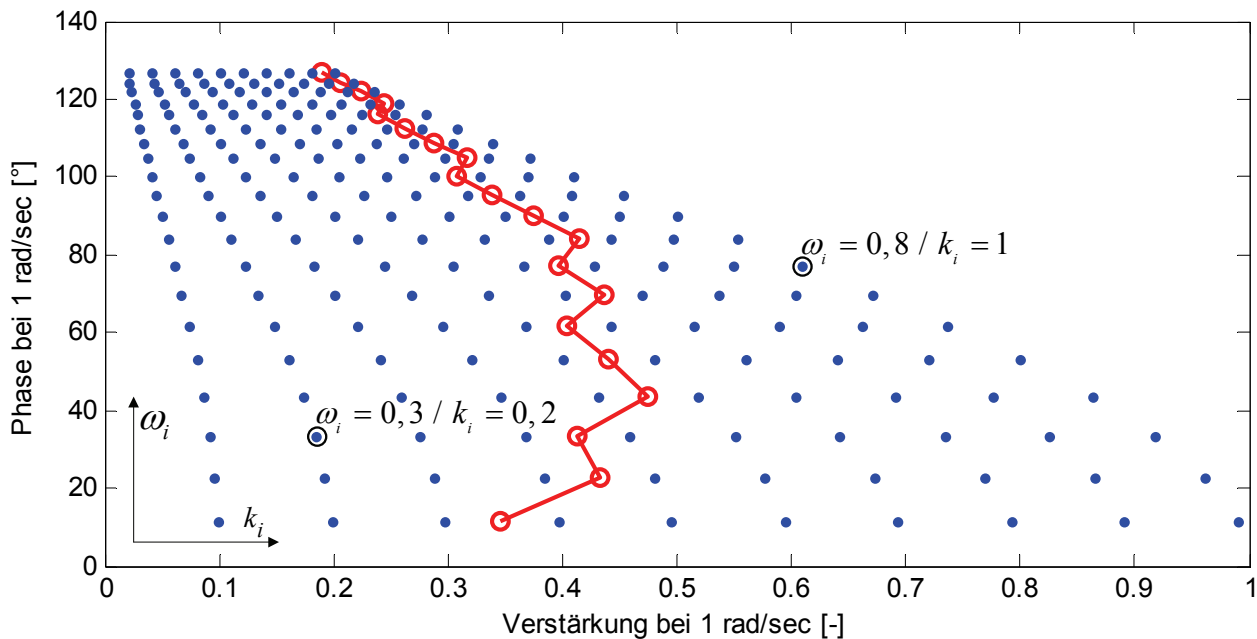
Die Güte einer Bewegungssimulation wird für dieses Kriterium aus dem Verhältnis von realer zu in der Simulation präsentierter Beschleunigung bestimmt. Dabei werden das Amplitudenverhältnis und die Phasenverschiebung bei 1 rad/s des jeweiligen *Motion-Cueing*-Filters zur Bewertung verwendet (s. Abbildung 4-36). Die Kennwerte der exemplarisch ausgewählten Filter sind in Tabelle 4-13 zusammengefasst.

**Tabelle 4-13: Kenngrößen des SINACORI-Diagramms der Hochpassfilter aus Abbildung 4-36**

	HP <sub>1</sub>	HP <sub>2</sub>	HP <sub>3</sub>
Ordnung	2.	2.	3.
$k_0$ [-]	1	0,8	0,5
$\omega_0$ [rad/s]	2	0,7	0,9
$D$ [kg/s]	1	1	-
Amplitude [dB]	-13,86	-2,29	-13,86
Phase [°]	126,95	22,75	126,95

Wird die Filtereckfrequenz  $\omega_i$  sowie der Verstärkungsfaktor des Filters  $k_i$  in einem sinnvollen Wertebereich variiert, so lassen sich die resultierenden Kenngrößen für jedes Wertepaar von  $\omega_i$  und  $k_i$  in einer Übersicht darstellen (Abbildung 4-37). Gleichzeitig wird überprüft, ob die aktuelle Einstellung des Filters bei dem ausgewählten Manöver zu einer Überschreitung der

Arbeitsraumgrenzen führen würde (s. a. Kapitel 4.4.1). Die Grenze zwischen zulässigen und unzulässigen Wertepaaren ist im Diagramm mit einer roten Linie gekennzeichnet.



**Abbildung 4-37: SINACORI-Diagramm eines Hochpassfilters.  $k_i=0...1$ .  $\omega_i=0,1...2$  rad/s; die zulässigen Wertekombinationen befinden sich links der roten Linie (nach GOUVERNEUR [Gou03])**

Nun sind die zulässigen Wertepaare hinsichtlich zusätzlicher Kriterien zu beurteilen. So sind z. B. hohe Skalierungsfaktoren ( $\geq 0,5$ ; s. Kapitel 4.2.2) und ein niedriger Phasenverzug zu bevorzugen. Auch die bei dem betrachteten Manöver dominierenden Frequenzanteile können eine Orientierung für die Wahl der Eckfrequenz darstellen. So sollte nach Möglichkeit die Eckfrequenz eines Hochpassfilters nicht oberhalb einer charakteristischen Manöverfrequenz liegen. Da sich die verschiedenen Anforderungen widersprechen können, müssen die unterschiedlichen Einflüsse gegeneinander abgewogen und die am sinnvollsten erscheinende Werte für  $\omega_{0,i}$  und  $k_i$  ausgewählt werden.

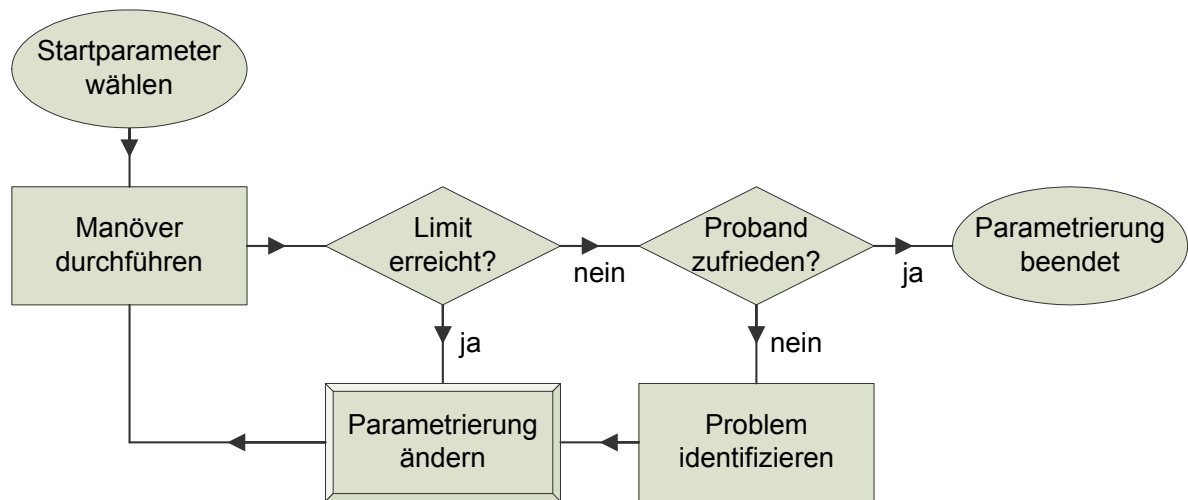
### 4.3.2 Driver-in-the-Loop-Tuning

Das *Driver-in-the-Loop-Tuning* bezeichnet Versuchsabläufe in einem Fahrsimulator, bei denen ein Proband mittels subjektiver Rückmeldung über sein Bewegungsempfinden einem *Motion-Cueing*-Experten Hinweise gibt, welche Parameter des *Motion-Cueing*-Algorithmus noch zu verändern sind. Nach deren Einstellung fährt der Proband erneut und beurteilt, ob die veränderte Parametrierung eine Verbesserung bewirkt hat. Diese Prozedur wird so lange wiederholt, bis die vom Probanden als optimal empfundenen Algorithmusparameter ermittelt sind.

#### Individuelles Tuning

Beim individuellen *Tuning* wird die Annahme zugrunde gelegt, dass ein Fahrer in einem Fahrsimulator dann ein realistisches Fahrverhalten zeigt, wenn er die Bewegungsrückmeldung als realistisch empfindet. Damit ähnelt das Ziel dieser Methodik dem beim *Tuning* mit Fahrermodellen, da auch hier das Fahrverhalten die maßgebliche Größe ist. Das individuelle *Tuning* muss demnach mit jedem Testfahrer vor jedem Versuch durchgeführt werden. Um den Zeitaufwand zu minimieren, haben GRANT UND REID [Gra97b] ein Expertensystem

entwickelt, dass die Aufgabe des *Motion-Cueing*-Experten übernehmen soll und durch das *Tuning* führt (s. Abbildung 4-38).



**Abbildung 4-38: Ablauf eines Parameter Tunings bei dem Expertensystem PROTEST [Gra97b]**

Nach der Identifikation des am deutlichsten störenden *Cues* wird dieser einem Freiheitsgrad und einer Fehlerart zugeordnet. Basierend auf dieser Einteilung bestimmt das Expertensystem eine Parameteränderung. In einem erneuten Durchlauf wird festgestellt, ob die Änderung die erwünschte Verbesserung bewirkt hat und ob noch weiterer Parametrierungsbedarf besteht. Auf diesem Wege ist das *Tuning* nicht mehr von den subjektiven Entscheidungen eines einzelnen Experten abhängig und eine Kontinuität im Ablauf des *Tunings* über verschiedene Probanden hinweg kann gewährleistet werden. Dennoch ist der zeitliche Aufwand bei dieser Methodik sehr hoch.

### Manöver- oder streckenabhängiges Tuning

Grundsätzlich ist der Ablauf für ein manöver- oder streckenabhängiges *Tuning* identisch mit dem oben beschriebenen Verfahren des individuellen *Tunings*. Der Unterschied besteht darin, dass bei einer Studie nicht jeder Proband mit der jeweils von ihm optimierten Einstellung fährt. Stattdessen wird die *Tuning*-Prozedur im Vorfeld mit mehreren Probanden durchgeführt, wobei auch verschiedene Einstellungen für unterschiedliche Strecken oder Manöver ermittelt werden können. Die letztendliche Parameterwahl wird dann auf Basis der über alle einzelnen *Tunings* gemittelten Werte getroffen. Für eine Studie lässt sich nun die zum verwendeten Streckenprofil passende, im Vorfeld ermittelte Parametereinstellung wählen. GRANT UND REID [Gra97b] weisen darauf hin, dass es vorteilhaft ist, wenn die Streckencharakteristik der *Tuning*-Strecke die einzelnen Freiheitsgrade separat adressiert, da so auch die einzelnen *Motion-Cueing*-Parameter im Allgemeinen einfacher optimiert werden können. In Kapitel 4.1.2 sind bereits verschiedene Manöver angegeben, die für die Parametrierung oder die Bewertung von *Motion-Cueing*-Algorithmen häufig verwendet werden, da sie entweder dominierende longitudinale oder dominierende laterale charakteristische Beschleunigungen aufweisen. Um ein *Tuning* effektiv durchführen zu können, sollten diese Manöver beim Strecken-Design berücksichtigt werden.

### 4.3.3 Vergleich der Tuning-Methoden

Ein Vorteil der mathematischen Optimierungsverfahren ist die Handhabbarkeit großer Parametersätze ohne klare physikalische Bedeutung, wie sie z. B. beim *Optimal-Control*- oder dem *Coordinated-Adaptiv*-Algorithmus vorkommen. Bei einem *Driver-in-the-Loop-Tuning* wäre der hier genutzte iterative Prozess sehr langwierig und die Bestimmung des zu verändernden Parameters zu einem vom Probanden wahrgenommenen falschen *Cue* nahezu unmöglich. Dagegen bewirken mathematische Optimierungen eine rasche Näherung der Ausgangssignalcharakteristiken an entsprechende Vorgaben. Die Anzahl der Parameter oder deren Bedeutung spielen dabei eine untergeordnete Rolle. Da diese Verfahren ausschließlich auf *Software-in-the-Loop*-Simulationen basieren, können sie beliebig oft für unterschiedliche Fahrmanöverdaten wiederholt werden. Allerdings ist ein mathematisches Verfahren nur auf bekannte und modellierbare Effekte hin optimierbar. Sowohl bei der Fahrer- als auch bei der Wahrnehmungsmodellierung gibt es hier jedoch ungelöste Fragestellungen (vgl. Kapitel 2.2.3), u. a.: Wie genau sind derzeitige Modelle? Wie genau müssen sie sein, um alle wesentlichen Effekte abzubilden? Welche Effekte bewirken maßgeblich, dass Probanden den Unterschied zu einer realen Autofahrt nicht bemerken bzw. dass sie ein vergleichbares Fahrverhalten zeigen? Stimmt das Ergebnis einer Optimierung mit der Methode der kleinsten Quadrate mit der Funktion der menschlichen Wahrnehmung überein (Diese Art der Optimierung bewertet z. B. kleine, lang andauernde Abweichungen genauso hoch wie eine kurze und starke Abweichung und es ist unklar – wenn nicht sogar zweifelhaft – ob dies beim Menschen der Fall ist )?

Es gibt unterschiedlichste Ansätze um diesen Fragen zu begegnen: Zum einen wird kontinuierlich an einer Verbesserung der Fahrer- und Wahrnehmungsmodelle gearbeitet. Zum anderen werden alternative Optimierungsverfahren getestet. GRANT UND REID [Gra97b] hielten den Stand der Wahrnehmungsmodelle im Jahre 1997 jedoch für unzureichend, um mit diesen das letztendliche *Tuning* eines *Motion-Cueing*-Algorithmus durchzuführen. Bezüglich der mathematischen Verfahren versucht z. B. NUIJENS [Nui07], eine Fehlerreduktion durch Berechnung einer optimalen Trajektorie mittels Chebychev-Polynomen zu erreichen. Ein nicht zu vernachlässigender Nachteil des *Tuning*-Ansatzes mithilfe von Fahrermodellen ist bedingt durch die lediglich implizit in den Modellen enthaltenen Wahrnehmungsfunktionen: Die Einflüsse der Skalierung gegenüber der Signalform der *Motion-Cueing*-Ausgangssignale kann hier nicht differenziert und damit nicht verschieden gewichtet werden, wie es gemäß Kapitel 4.1.3 wünschenswert wäre.

Die geschilderte Problematik spielt bei der Methode von SCHROEDER (s. [Gou03]) keine Rolle, da hier neben dem *Motion-Cueing*-Algorithmus lediglich eine geometrische Betrachtung der Arbeitsraumgrenzen berücksichtigt wird. Dieses Verfahren liefert hilfreiche Hinweise auf sinnvolle, verwendbare Parameterkombinationen. Allerdings beschränkt sich das Verfahren dabei auf die Betrachtung einzelner Filter, was insbesondere im Hinblick auf die Kopplung der translatorischen Beschleunigungen mit der Neigung des Simulators über die *Tilt Coordination* eine starke Einschränkung der Aussagekraft dieser Methode darstellt. Des Weiteren wird lediglich die Filtercharakteristik bei einer Frequenz von 1 rad/s betrachtet. Zum einen stellt sich die Frage, warum gerade diese Filterfrequenz maßgeblich für das Filterverhalten sein soll. Zum anderen können zwei verschiedene Filter dieselbe Frequenzantwort

bei 1 rad/s aufweisen und dennoch im restlichen Frequenzbereich deutlich unterschiedliche Charakteristiken aufweisen (s.  $HP_1$  und  $HP_3$  in Abbildung 4-36).

Das *Driver-in-the-Loop-Tuning* verzichtet auf die Verwendung einer reinen *Software-in-the-Loop-Simulation* und bezieht stattdessen Testfahrer mit ein. Damit ergeben sich vollständig andere Eigenschaften der beiden zu dieser Kategorie gehörenden Methoden im Vergleich zu den oben diskutierten mathematischen Optimierungen. Beim individuellen *Tuning* wird der Testfahrer selbst im Vorfeld eines Versuchs in den *Tuning*-Prozess mit einbezogen. Dieses Vorgehen ermöglicht eine individuell optimierte Parametrierung des *Motion-Cueing*-Algorithmus, ist jedoch sehr zeitaufwändig, da vor jedem Versuch ein solches *Tuning* stattfinden muss. Es ist auch fraglich, ob unterschiedliche Einstellungen nicht den versuchspersonübergreifenden Vergleich der Versuchsdaten erschweren. Dass verschiedene Testfahrer unterschiedliche Einstellungen bevorzugen, zeigen sowohl die Studie von DAGDELEN ET AL. [Dag06] als auch die eigene Studie MC4 (s. Anhang G.4). Allerdings ist das individuelle *Tuning* stark von der Rückmeldung des Probanden abhängig, also u. a. von seiner Fähigkeit, die ihn störenden Effekte zu identifizieren und korrekt zu beschreiben. Darüber hinaus spielen auch Adaptationseffekte eine Rolle, die die Beurteilungskriterien des Fahrers mit zunehmender Dauer des *Tunings* immer stärker beeinflussen. So zeigte sich z. B. in der Studie MC4, die im ersten Abschnitt aus einem individuellen *Tuning* und im zweiten Abschnitt aus Simulatorfahrten mit Bewertung der Bewegungsrückmeldung bestand, dass die Fahrer (Fahrndynamikexperten) zum Teil ihre zuvor selbst als optimal eingeschätzte *Motion-Cueing*-Einstellung gegenüber den voreingestellten Parametersätzen als deutlich schlechter bewerteten.

Das manöver- bzw. streckenabhängige *Tuning* versucht diesen Effekten entgegen zu wirken, indem bei diesem Verfahren entweder die von Experten voreingestellten Parameter in Vergleichstudien auf ihre Wirkung hin getestet werden, oder aber eine Zusammenfassung mehrerer individuell eingestellter Parameter vorgenommen wird. Diese *Tuning*-Methode bietet den eindeutigen Vorteil, dass eine als optimal bestätigte Einstellung im Weiteren für alle Szenarien verwendet werden kann, die eine vergleichbare Streckencharakteristik aufweisen. Bei einer Parameterbestimmung auf Basis mehrerer Individualurteile ist jedoch darauf zu achten, dass nicht lediglich der Mittelwert jedes beim *Tuning* bestimmten Parameters verwendet wird, da so der Gesamteindruck der Bewegungsrückmeldung (z. T. bedingt durch die Interaktion zwischen Signalen verschiedener Freiheitsgrade) nicht mehr stimmig sein könnte. Stattdessen sollte ein für die Gesamtheit der ermittelten Parametersätze repräsentatives Einzelergebnis verwendet werden. Im Gegensatz zum individuellen *Tuning* kann bei dieser Methode über einen statistischen Signifikanz-Nachweis der Testergebnisse die Reproduzierbarkeit der Bewertungen überprüft bzw. nachgewiesen werden. Während beim individuellen *Tuning* dauerhaft bei jeder neuen Versuchsperson der Aufwand für eine Parameteroptimierung investiert werden muss, liegt der aufwändige Teil beim manöver- bzw. streckenabhängigen *Tuning* ausschließlich in der langwierigen Vorbereitungsphase. Bei längerer Nutzung der optimierten Parametrierung (bei Wiederverwendung des *Motion-Cueing*-Algorithmus sowie ähnlicher Szenarien) ist das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand bei dieser Art des *Tunings* jedoch deutlich größer. Ein Wechsel des Algorithmus sollte bei dieser Methode allerdings gut überdacht werden, da alle bereits ermittelten Parametersätze ungültig würden. Tabelle 4-14 fasst abschließend die diskutierten Vor- und Nachteile zusammen.

Da die Fragen und Modellierungsungenauigkeiten bezüglich der mathematischen bzw. empirischen Optimierung zu einer großen Unsicherheit hinsichtlich der Güte der Optimierungsergebnisse führen, sind beim derzeitigen Wissensstand die *Driver-in-the-Loop*-Methoden zu bevorzugen. Werden bei der Wahl des *Motion-Cueing*-Algorithmus die aufgeführten Randbedingungen (physikalisch sinnvolle Parametermengen; für möglichst viele Fahrscenarien verwendbar) beachtet, so ist ein manöver- oder streckenabhängiges Tuning die beste Wahl.

Tabelle 4-14: Vor- und Nachteile verschiedener *Tuning*-Methoden

<b>Tuning Methode</b>	<b>Vorteile</b>	<b>Nachteile</b>
<b>fahrermodell-basiert</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ für große Parameteranzahl</li> <li>+ objektiv und reproduzierbar</li> <li>+ einfach für jeden MCA durchführbar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- abhängig von Modellgüte</li> <li>- unklar, ob <i>Least-Square</i> sinnvoll</li> <li>- Signalform- / Skalierungseinfluss nicht trennbar</li> </ul>
<b>wahrnehmungs-basiert</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ für große Parameteranzahl</li> <li>+ objektiv und reproduzierbar</li> <li>+ einfach für jeden MCA durchführbar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- abhängig von Modellgüte</li> <li>- unklar, ob <i>Least-Square</i> sinnvoll</li> </ul>
<b>empirisch</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ objektiv und reproduzierbar</li> <li>+ Kontrolle der Systemgrenzen</li> <li>+ Übersicht über mögliche Parameterkombinationen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- fraglich, ob Filtercharakteristik bei 1 rad/s maßgeblich</li> <li>- keine Kopplung der DOF</li> </ul>
<b>individuell</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ genau auf den Probanden zugeschnitten</li> <li>+ keine Modellierungsunsicherheiten</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- zeitaufwändig (dauerhaft)</li> <li>- von der Güte der Rückmeldung jedes Einzelnen abhängig</li> <li>- nur für überschaubare und physikalisch sinnvolle Parametermengen</li> <li>- Frage der Vergleichbarkeit von Ergebnissen nicht geklärt</li> <li>- nicht reproduzierbar</li> </ul>
<b>manöver-/ streckenabhängig</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ je MCA und Manöver nur einmal durchzuführen</li> <li>+ keine Modellierungsunsicherheiten</li> <li>+ über Signifikanzanalyse Reproduzierbarkeit nachweisbar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Zeitaufwand bei häufig wechselndem MCA</li> <li>- Simulatorstudie notwendig</li> <li>- nur für überschaubare und physikalisch sinnvolle Parametermengen</li> </ul>



## 4.4 Bewegungssystem

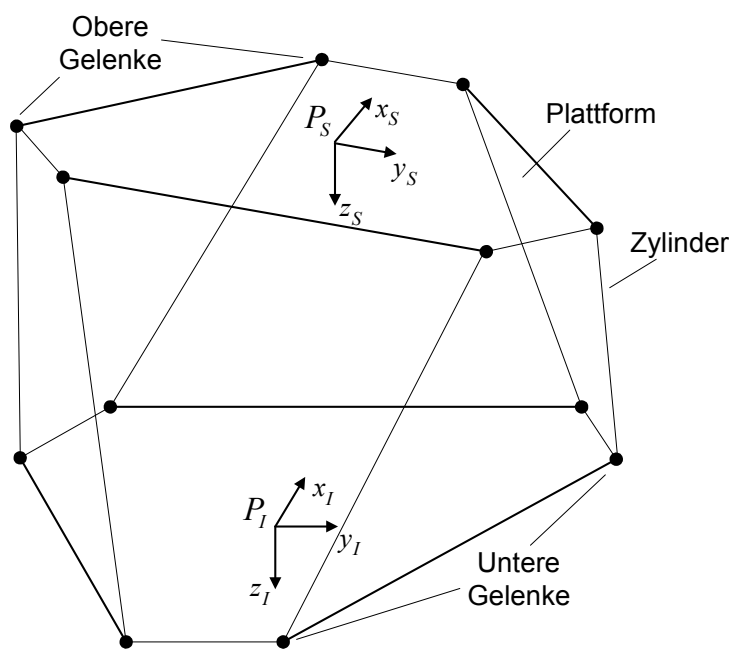
Nach der ausführlichen Diskussion verschiedener Gütekriterien zur Bewertung von *Motion-Cueing*-Algorithmen sowie deren Parametrierung wird in diesem Abschnitt eine weitere Komponente betrachtet, welche wesentlichen Einfluss auf die darstellbaren und wahrnehmbaren Beschleunigungen besitzt: das Bewegungssystem.

Die Anfänge der dynamischen Simulation bildeten rein mechanische, an die Lenkvorgaben des Piloten gekoppelte Flugsimulatoren, welche bereits zum Beginn des 20. Jahrhundert zum Einsatz kamen [Bon09]. Der bis heute am häufigsten verwendete typische Aufbau stammt jedoch aus den 60er Jahren. GOUGH [Gou62] konstruierte einen Hexapoden mit sechs Freiheitsgraden, welcher erstmals von KAPPEL (s. [Bon09]) als Plattform für Trainingsflüge genutzt wurde. Ein berühmt gewordener Artikel von STEWART [Ste65] aus dem Jahre 1965 verhalf diesem Plattfortmty zu großer Bekanntheit, welcher daher auch oft als Stewart-Plattform bezeichnet wird. Typischerweise ist eine Kabine montiert, in der sich neben dem Sichtsystem noch ein echtes Flugzeug-Cockpit (oder zumindest ein realgetreue Nachahmung) befindet. Der Einsatz von Flugsimulatoren hat im Laufe der Zeit immer mehr zugenommen und ist vor allem in Bereichen wie zum Beispiel der Pilotenausbildung aus der heutigen Luftfahrt nicht mehr wegzudenken [Adv01].

Der erste europäische Fahrsimulator mit aufwändigerem Bewegungssystem wurde Anfang der 70er Jahre von Volkswagen gebaut [Nor94]. Bei diesem Aufbau konnte eine so genannte Sitzkiste, im Wesentlichen bestehend aus Fahrersitz, Lenkrad und Pedalen um die drei Raumachsen gekippt werden. Zusätzlich wurde der Fahrzeug-Fahrbahn-Kontakt über Vibrationen des Sitzes an den Fahrer übermittelt. Auf diesem Konzept aufbauend wurde zwischen 1977 und 1984 am schwedischen Forschungsinstitut für Straßenverkehr und Transport (VTI) ein Fahrsimulator entwickelt [Nor94]. Auf die Drehung der Plattform um die Hochachse wurde jedoch zu Gunsten einer Linearbewegung verzichtet. Der gesamte Simulator konnte auf einem Schlitten in Querrichtung bewegt werden. Neben dieser Neuerung wurde an Stelle der Sitzkiste auch erstmals ein reales, hinter dem Fahrersitz abgeschnittenes Fahrzeug verwendet. Die Plattform war auf einem Vibrationssystem montiert, über das Straßenunebenheiten dargestellt werden konnten [Nor04]. Der erste Fahrsimulator, der die für Flugsimulatoren gebräuchliche Hexapod-Plattform verwendete, wurde 1985 von Daimler-Benz vorgestellt. Der Grad an Realitätsnähe wurde hier durch ein komplettes, nicht abgeschnittenes Auto und einen Sichtwinkel von 180° deutlich gegenüber vorherigen Fahrsimulatoren erhöht. Auf ein Vibrationssystem wurde jedoch verzichtet. Dieser Simulator wurde in den frühen 90er Jahren um einen Schlitten für die Darstellung von Querbeschleunigungen erweitert [Käd06]. Gegen Ende der 90er Jahre wurden mehr und mehr Fahrsimulatoren im klassischen Hexapod-Design gebaut (u. a. Ford 1994 [Gra01], JARI 1996 [Som99], BMW 1998/99 [Hue03], Renault 1999 [Rey00b], Nissan 1999 [Kug02]). Es zeigte sich jedoch, dass dieser Simulatortyp für die hohen dynamischen Anforderungen einer Fahrsimulation sehr schnell an den Grenzbereich des Darstellbaren geriet. Daher wurden zunehmend Simulatoren mit alternativen Konzepten aufgebaut. Einige Simulatoren wurden technologisch erneuert (BMW [Hue06]) oder wie erstmals beim Daimler-Benz Simulator mit einer zusätzlichen Schiene versehen (Helmuth-Schmidt-Universität Hamburg [For05]). Ein X-Y-Schlitten wurde erstmals 2002 beim *National Advanced Driving Simulator* in Iowa in Kombination mit einem

klassischen Hexapod sowie einem Drehtisch verwendet [Sch03] und wurde im Laufe des ersten Jahrzehnts des neuen Jahrtausends immer populärer (Renault 2004 [Dag04], University of Leeds 2006 [Jam07b], PCA 2007 [Cha07], Toyota 2007 [Cha08]). Doch auch gänzlich neuartige Konzepte wurden entwickelt, um den hohen Anforderungen einer Fahrsimulation gerecht zu werden. Die auffälligsten sind der industrielle Kuka-Roboter-Arm (MPI 2007 [Bül07a], DLR 2007 [Bel07]) und der u. a. auch für die Fahrsimulation eingesetzte Desorientierungssimulator bei TNO, der aus einer Kombination von Linearschlitten, Zentrifuge, Hubachse sowie einem kardanischen Gelenk besteht, welches eine freie Rotation um alle drei Raumachsen ermöglicht [Wen07]. Einige dieser Simulatoren werden in Anhang B ausführlicher beschrieben. In folgenden Publikationen sind weitere Informationen zur Historie der Fahrsimulatoren zu finden: [Nor94, Fis07]. Im Gegensatz zu Stewart-Plattformen bei Flugsimulatoren zeigt sich, dass es bis heute noch keinen Standard für das Bewegungssystem von Fahrsimulatoren gibt, da mit unterschiedlichsten Simulatorkonzepten versucht wird auf die sehr komplexen Randbedingungen hochdynamischer Fahrmanöver einzugehen (s. a. Kapitel 4.2.1).

Der typische Aufbau eines Hexapods ist in Abbildung 4-39 schematisch gezeigt. Die Darstellung orientiert sich dabei hier und im Folgenden am DLR-Fahrsimulator SimCar (s. Anhang A), ist jedoch ebenso für jede vergleichbare Anordnung gültig.



**Abbildung 4-39: Schematischer Aufbau eines Hexapods**

Die obere Plattform wird durch das Aus- und Einfahren der sechs Zylinder bewegt, die entweder hydraulisch oder elektrisch angetrieben werden. Bei typischen Hexapoden ist die Kabine mit dem Sichtsystem und dem Fahrzeug oberhalb dieser Plattform befestigt. Beim DLR-Fahrsimulator ist die Kabine dagegen in dieser Ebene aufgehängt, befindet sich also unterhalb der Plattform.

Ein Großteil der in diesem Kapitel behandelten Aspekte bezüglich der durch das Bewegungssystem vorgegebenen Randbedingungen sowie der Diskussion von Methoden zur bestmöglichen Ausnutzung des vorhandenen Bewegungsspielraumes ist allgemeingültig. Aufgrund

seiner häufigen Nutzung als Fahrsimulator und einer damit verbundenen besonderen Relevanz des Hexapods als Bewegungssystem für eine optimale Beschleunigungsrückmeldung an den Fahrer wird jedoch der Fokus in einigen Abschnitten auf diesem System liegen.

#### 4.4.1 Arbeitsraum

Der Arbeitsraum eines Bewegungssystems beschreibt dessen translatorische Bewegungsmöglichkeiten entlang der drei Raumachsen sowie die ausführbaren Drehungen. Die Grenzen sind im Wesentlichen durch die mechanischen Limitierungen des Systems gegeben. So werden üblicherweise die maximal erreichbaren Positionen (bzw. Orientierungen), Geschwindigkeiten und Beschleunigungen des Bewegungssystems als Arbeitsraum angegeben. Bei Hexapoden ergibt sich bezüglich der Positionen und Orientierungen jedoch eine Schwierigkeit: Durch die Kopplung der Freiheitsgrade bei parallelen Robotern, zu denen Hexapoden zählen, verändern sich bei einer Bewegung in eine Raumrichtung die Grenzen bezüglich der anderen fünf Freiheitsgrade. Es lässt sich hier also von einem dynamischen Arbeitsraum sprechen.

Da die entscheidende mechanische Begrenzung durch den maximalen Hub der Hexapod-Zylinder gegeben ist, jedoch üblicherweise der Arbeitsraum in kartesischen Weltkoordinaten von Interesse ist, muss zunächst der kinematische Zusammenhang zwischen den Gelenkstellungen des Hexapods und seiner Position bzw. Orientierung betrachtet werden.

#### Kinematik

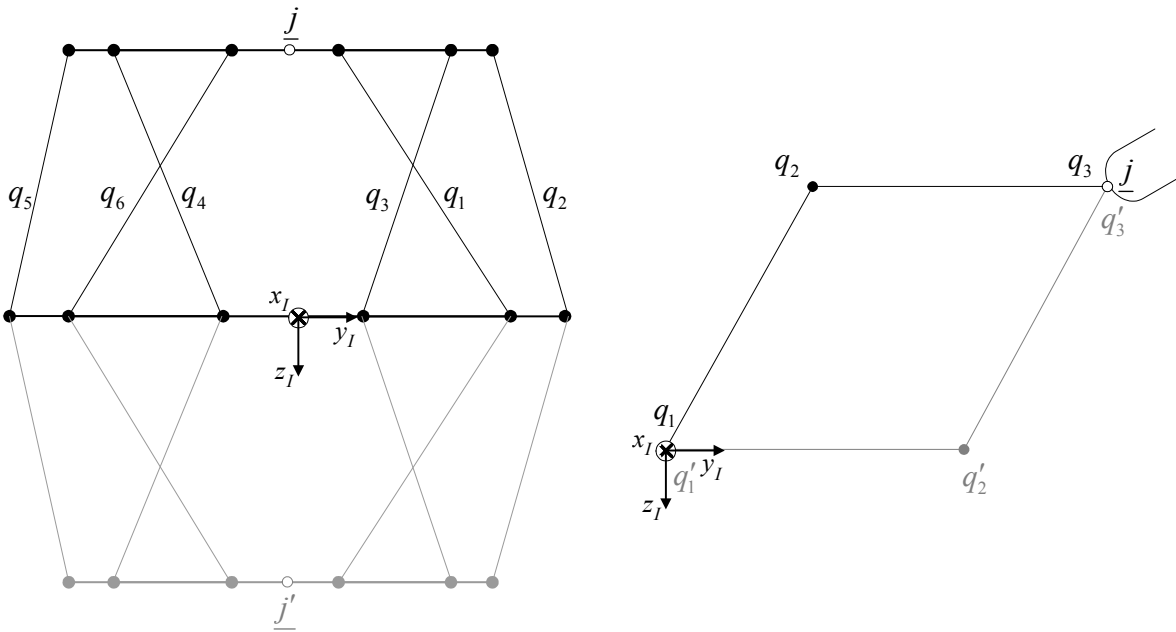
In der Robotik wird anhand der Anordnung der Gelenke zwischen Maschinen mit serieller Kinematik (z. B. Gelenkarmroboter) und paralleler Kinematik (z. B. Hexapoden) unterschieden. Die Berechnung der Position eines Endeffektors in Weltkoordinaten  $\underline{j}$  durch die Beschreibung der einzelnen Gelenkstellungen in Gelenkkoordinaten  $\underline{q}$  wird direkte Kinematik genannt. Der umgekehrte Weg, also die Berechnung der Gelenkstellungen  $\underline{q}$  auf Basis einer gegebenen Position  $\underline{j}$  wird üblicherweise als inverse Kinematik bezeichnet.

Die Bestimmung der inversen Kinematik für serielle Roboter führt zu keinem eindeutigen Ergebnis, da es für diesen Maschinentyp im Allgemeinen für eine gegebene Endeffektorposition mehrere mögliche Gelenkstellungen gibt, welche diese Positionsvorgabe erfüllen (s. Abbildung 4-40 rechts). Eine Lösung der inversen Kinematik ist lediglich über iterative Verfahren umzusetzen (vgl. Tabelle 4-15).

**Tabelle 4-15: Direkte und inverse Kinematik für serielle und parallele Roboter**

	Direkte Kinematik	Inverse Kinematik
<b>Serieller Roboter</b>	$\underline{j} = f(\underline{q})$ i. A. trivial	$\underline{q} = f^{-1}(\underline{j})$ i. A. nicht eindeutig lösbar
<b>Paralleler Roboter</b>	$\underline{j} = g^{-1}(\underline{q})$ i. A. nicht eindeutig lösbar	$\underline{q} = g(\underline{j})$ i. A. trivial

Im Unterschied dazu ist für parallele Roboter die direkte Kinematik im Allgemeinen nicht geschlossen lösbar, da im Gegensatz zu seriellen Robotern nicht alle Eingangsgrößen voneinander unabhängig sind [Hil04]. Es gibt im Allgemeinen mehrere mathematisch mögliche Stellungen, die mit einer gegebenen Kombination von Gelenkkoordinaten übereinstimmen. Bei bestimmten Konfigurationen gibt es insgesamt sogar bis zu 40 mathematisch korrekte Lösungen [Rag93], die jedoch nicht immer physikalisch sinnvoll, d. h. real erreichbar sind. Ein solches Beispiel für zwei mathematisch mögliche Positionen einer parallelen Kinematik für eine gegebene Ausfahrlänge der einzelnen Zylinder ist in Abbildung 4-40 (links) dargestellt. Die inverse Kinematik wiederum ist für diesen Robotertyp aus einfachen geometrischen Zusammenhängen berechenbar, wie im Folgenden gezeigt wird.



**Abbildung 4-40: Mehrdeutige Lösungen bei der Berechnung der direkten Kinematik für parallele Roboter (links) sowie der inversen Kinematik für serielle Roboter (rechts)**

Für einen parallelen Roboter, wie den Hexapod gilt

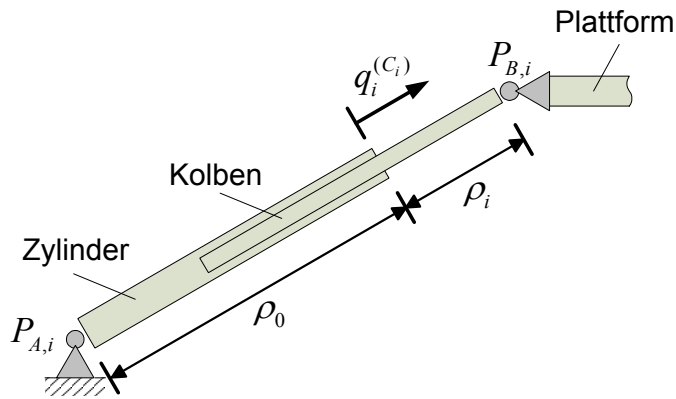
$${}_{P_S} \underline{j}^{(I)} = {}_{P_S} \begin{bmatrix} j_x & j_y & j_z & j_\phi & j_\theta & j_\psi \end{bmatrix}^T = {}_{P_S} \begin{bmatrix} \underline{d}^{(I)} \\ \underline{\beta}^{(I)} \end{bmatrix}, \quad (4.47)$$

wobei für  $\underline{\beta}$  die Konvention nach Gleichung (2.23) (Kapitel 2.4) mit Drehwinkeln um die jeweiligen Raumachsen des inertialen Koordinatensystems gewählt wird.

Die Gelenkkoordinaten sind in

$$\underline{q} = [q_1 \quad q_2 \quad q_3 \quad q_4 \quad q_5 \quad q_6]^T = g(\underline{j}) \quad (4.48)$$

zusammengefasst und entsprechend Abbildung 4-39 den einzelnen „Beinen“ des Hexapods zugeordnet. Ein solches ist zusammengesetzt aus einem Kardangelen am unteren Ende, einem Kardangelen am oberen Ende sowie einem Schubgelenk, bestehend aus einem Zylinder der Länge  $\rho_0$  und einem ausfahrbaren Kolben (Abbildung 4-41).



**Abbildung 4-41: Schematische Darstellung eines Hexapod-Beines**

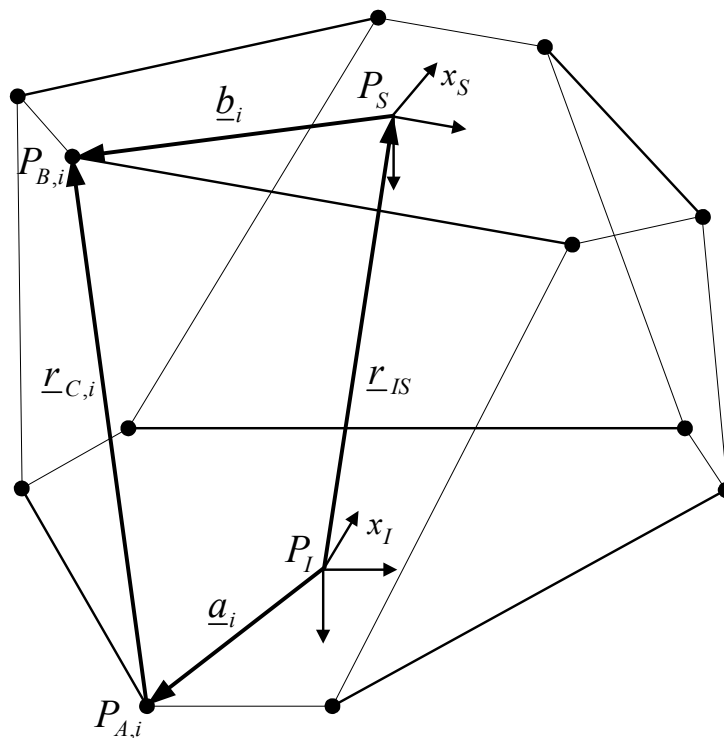
Zusammen mit der Ausfahrlänge  $\rho_i$ , welche gleichbedeutend mit der Gelenkkoordinate  $q_i$  ist, ergibt sich die Gesamtlänge eines Beines zu

$$\rho_{C,i} = \rho_0 + \rho_i \Big|_{i=1 \dots 6} . \quad (4.49)$$

Da die Ortsvektoren  $\underline{a}_i$  der unteren Gelenkpunkte im Inertialsystem sowie die Ortsvektoren  $\underline{b}_i$  der oberen Gelenkpunkte im mitbewegten Simulator-Koordinatensystem konstruktiv bedingte, feste Größen darstellen, lässt sich der Abstand  $\underline{r}_{C,i}$  zwischen dem unteren Gelenkpunkt  $P_{A,i}$  und dem oberen Gelenkpunkt  $P_{B,i}$  durch die Vektorgleichung

$$\underline{r}_{C,i}^{(I)} = -\underline{a}_i^{(I)} + \underline{r}_{IS}^{(I)} + \underline{L}_{IS} \cdot \underline{b}_i^{(S)} \quad (4.50)$$

beschreiben, wie in Abbildung 4-42 verdeutlicht wird.



**Abbildung 4-42: Vektorielle Beschreibung eines Hexapod-Beines (vgl. [Kur06])**

Die Länge des Vektors  $\underline{r}_{C,i}$  entspricht genau der Gesamtlänge des Beines  $\rho_{C,i}$ , so dass sich mit Gleichung (4.49) und (4.50) die Ausfahrlänge des Kolbens über

$$\rho_i = \|\underline{r}_{C,i}^{(I)}\| - \rho_0 = \sqrt{\left(-\underline{a}_i^{(I)} + \underline{r}_{IS}^{(I)} + \underline{L}_{IS} \cdot \underline{b}_i^{(S)}\right)^2} - \rho_0 \quad (4.51)$$

berechnen lässt. Da der translatorische Verschiebungsvektor zwischen den beiden Koordinatensystemen

$$\underline{r}_{IS}^{(I)} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -z_{IS,0} \end{bmatrix}^T + {}_{P_3} \underline{d}^{(I)} \quad (4.52)$$

und die Transformationsmatrix  $\underline{L}_{IS}$  als Funktion von  $\underline{\beta}$  gemäß Gleichung (2.25) direkt durch die Weltkoordinaten  $\underline{j}$  (Gleichung (4.47)) beschrieben werden, ist über Gleichung (4.51) die Berechnungsvorschrift der inversen Kinematik für einen Hexapoden gegeben. Über diesen Zusammenhang lässt sich auch die inverse Jacobi-Matrix

$$J^{-1}(\underline{j}) = \frac{\partial g(\underline{j})}{\partial \underline{j}} = \begin{bmatrix} \frac{dq_1}{dx} & \frac{dq_2}{dx} & \dots & \frac{dq_6}{dx} \\ \frac{dq_1}{dy} & \frac{dq_2}{dy} & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{dq_1}{d\psi} & \dots & \dots & \frac{dq_6}{d\psi} \end{bmatrix} \quad (4.53)$$

mit  $q_i = \rho_i|_{i=1\dots 6}$

bestimmen, mit deren Hilfe sich über die Betrachtung der Nullstellen ihrer Determinanten die singulären Stellungen des Bewegungssystems ermitteln lassen. Singularitäten sind grundsätzlich zu meiden, da das mechanische System in einer solchen nicht mehr kontrollierbar ist. Bei dem typischen als Flug- oder Fahrsimulator eingesetzten Hexapod-Design sind kinematische Singularitäten jedoch konstruktiv ausgeschlossen (vgl. [Sam07, Das00]).

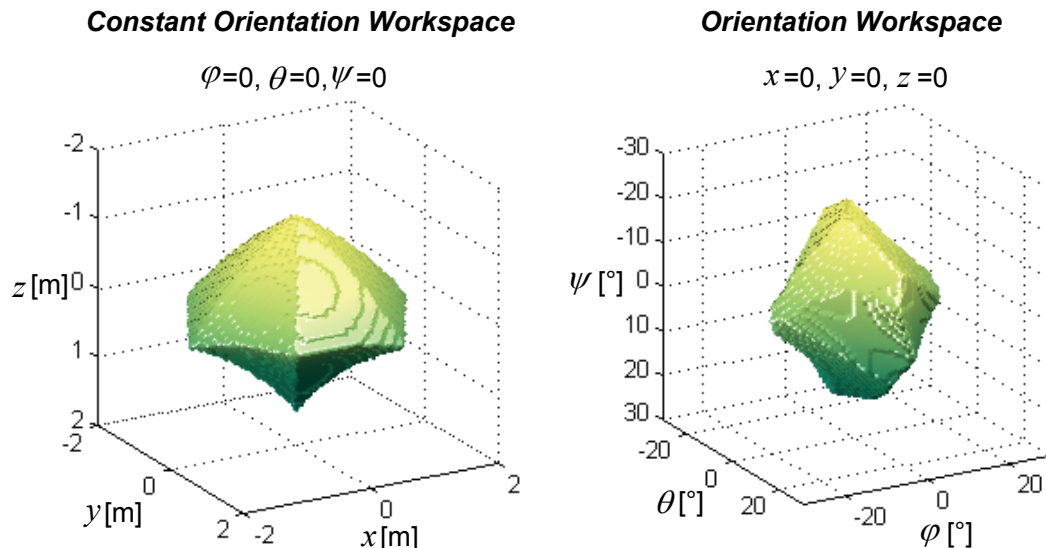
## Darstellung

Über die gegebene Beziehung zwischen Position und Orientierung des Simulators und der resultierenden Ausfahrlänge der einzelnen Zylinder nach Gleichung (4.51) kann bestimmt werden, ob eine bestimmte Vorgabe von  $\underline{d}_{MC}$  und  $\underline{\beta}_{MC}$  durchführbar ist. Über- bzw. unterschreitet mindestens einer der Zylinder die minimale oder maximale Ausfahrlänge, so sind die überprüften Werte nicht ausführbar. Da eine grafische Darstellung von mehr als drei Freiheitsgraden für das menschliche Auge nicht erfassbar ist, werden für entsprechende Diagramme üblicherweise die Positions- bzw. Orientierungswerte der nicht dargestellten Freiheitsgrade als konstant angenommen. In Abbildung 4-43 sind der *Constant Orientation Workspace* (Betrachtung der translatorischen Freiheitsgrade) und der *Orientation Workspace* (Betrachtung der rotatorischen Freiheitsgrade) gemäß ihrer gebräuchlichen Definitionen dargestellt (vgl. [Mer00, Mer99, Mer93]). Die entsprechenden Arbeitsraumgrenzen ergeben sich aus einer systematischen Wertevariation der drei darzustellenden Freiheitsgrade.

Alle Wertekombinationen, welche die Bedingung

$$\rho_{\min} \leq \rho_i \leq \rho_{\max} |_{i=1\dots 6} \quad (4.54)$$

für alle sechs Zylinder erfüllen, sind Teil des Arbeitsraumes. Alternative analytische Ansätze zur Bestimmung des Arbeitsraumes sind zwar genauer, können jedoch entweder nur zur Bestimmung der Arbeitsräume einzelner Freiheitsgrade genutzt werden oder sind wesentlich komplexer (vgl. [Pot07]). So kann z. B. die durchaus interessante Methode von MERLET [Mer00] zur Ermittlung des Arbeitsraumrandes über die Schnittkurven von Kugelschalen ausschließlich zur Bestimmung des *Constant Orientation Workspace* verwendet werden.



**Abbildung 4-43: Der Arbeitsraum eines Hexapod-Bewegungssystems am Beispiel des DLR-Fahr-simulators SimCar (s. Anhang A) (Quelle: KURUTAS [Kur06])**

Weitere Grafiken zum Arbeitsraum eines Hexapods sind in Anhang D zu finden. Im folgenden Abschnitt wird kurz eine Methodik zur besseren Ausnutzung des Arbeitsraumes erläutert: die Vorpositionierung.

### Vorpositionierung

Wie in Kapitel 4.2.3 diskutiert wird der *Washout* dazu genutzt, den Simulator immer wieder in seine Ausgangsposition in der Mitte des nutzbaren Arbeitsraumes zu bringen, um einen größtmöglichen Bewegungsspielraum in beliebiger Bewegungsrichtung zu erhalten. Unter der Annahme einer zuverlässigen Vorhersage der folgenden Simulatorbewegung ist es jedoch möglich, den Simulator entgegen der prädictierten Bewegungsrichtung zu verfahren und auf diese Weise für die bevorstehende Bewegung mehr Freiraum zu schaffen (vgl. [Wei06]). So könnte der Simulator z. B. vor einer Rechtskurve nach links bewegt oder die Position in  $x$ -Richtung in Abhängigkeit der aktuellen Fahrgeschwindigkeit variiert werden, wie von SAMMET [Sam07] vorgeschlagen.

Die Vorpositionierung sollte immer mit einer Verfahrgeschwindigkeit unterhalb der Wahrnehmungsschwelle erfolgen und daher frühzeitig einsetzen. Aufgrund der vollständig vorhandenen Streckeninformation bei einer Simulatorfahrt ist dies bei einer auf den Straßenverlauf bezogenen Vorpositionierung leicht zu realisieren. Für hochdynamische Manöver wie z. B. das Überholen auf der Landstraße besteht jedoch die Schwierigkeit der Prädiktion des Manöverbeginns. Bei einem reinen Hexapod-Bewegungssystem ist zu bedenken, dass die Vorpositionierung für eine Bewegungsrichtung den Arbeitsraum bezogen auf alle fünf weiteren Freiheitsgrade verringert. Unter Berücksichtigung fehlerhafter Prädiktionen (z. B.

durch unvorhersehbares Fahrverhalten) und der daher erforderlichen Vorhaltung einer Bewegungsreserve in allen Richtungen kann nur ein kleiner Teilbereich des Arbeitsraumes tatsächlich für eine Vorpositionierung genutzt werden. Daher ist der Einsatz dieser Methodik lediglich bei fahrsprobasierten Algorithmen (s. Kapitel 3.2.4) oder bei Bewegungssystemen mit Linearschlitten (wie z. B. den in Anhang B näher beschriebenen Simulatoren NADS, DESDEMONA, VTI III und LADS) sinnvoll einsetzbar. Darüber hinaus ist eine Vorpositionierung nur in Kombination mit adaptiven Filtern zweckmäßig, die den zusätzlich gewonnenen Arbeitsraum auch ausnutzen (vgl. dazu Diskussion in Kapitel 4.2.3).

#### 4.4.2 Systemdynamik

Im Zusammenhang mit bewegten Fahrsimulatoren werden im Allgemeinen die dynamischen Eigenschaften der Bewegungsplattform als System- oder Simulatordynamik bezeichnet. Wie bereits bei der Diskussion der Bewertungskriterien hervorgehoben wurde, spielen die dynamischen Eigenschaften des Bewegungssystems eine zentrale Rolle für die Qualität der wahrnehmbaren Beschleunigungen (vgl. Kapitel 4.1). Um die Güte eines *Motion-Cueing*-Algorithmus korrekt bewerten oder diesen optimal parametrieren zu können, ist die Kenntnis der Simulatordynamik notwendig. Im Folgenden sollen einige Möglichkeiten zur Systemidentifikation erläutert und anhand eines Beispiels veranschaulicht werden. Anschließend wird eine Regelung präsentiert, die trotz begrenzter Eingriffsmöglichkeiten in die Regelung des Bewegungssystems eine deutliche Verbesserung beim Übertragungsverhalten von Soll- zu Ist-Position bewirkt.

##### Identifikation von Bewegungsplattformen (Methodik)

Um eine präzise mathematische Beschreibung der physikalischen Eigenschaften eines Bewegungssystems zu ermitteln, empfiehlt der AGARD-Bericht [AGA79], ein von einer internationalen, wissenschaftlichen Expertengruppe in einer Arbeitsgruppe der NATO erstelltes Dokument, fünf Methoden:

Die Ermittlung der

- a) Systemgrenzen,
- b) Beschreibungsfunktion,
- c) dynamischen Schwellwerte

sowie die Durchführung des

- d) Signal-Rausch-Tests und
- e) Hysterese-Tests.

In der Literatur dokumentierte charakteristische Systemeigenschaften, die mithilfe dieser Methoden ermittelt wurden, sind für die Simulatoren UTIAS [Gra86], VIRTTEX [Gra01] und NADS [Sch03] angegeben. Die Methoden sind im Folgenden kurz beschrieben:



a) Systemgrenzen können in konstruktive und betriebliche Grenzen unterteilt werden. Erstere sind durch die Mechanik vorgegebene Grenzen: Die konstruktive Anordnung der Zylinder, deren Hub sowie Verfahrgeschwindigkeiten und -beschleunigungen ergeben die Limitierungen der Simulatorbewegungen. Im Allgemeinen werden aber die aus den genannten Systemgrenzen resultierenden, für den Betrieb des Simulators letztendlich relevanten Limitierungen der Bewegungen in die sechs Raumrichtungen angegeben. Die betrieblichen Grenzen werden durch die Bandbreite der darstellbaren Frequenzen definiert, bei denen ein Mindestmaß an Soll- zu Ist-Amplitudenverhältnis bzw. einem Höchstmaß an Signalrauschen gegeben ist. Sie können z. B. durch die später erläuterten Signal-Rausch-Tests ermittelt werden.

b) Die Beschreibungsfunktion gibt im Gegensatz zur Übertragungsfunktion (vgl. Gleichung (2.21)) lediglich das Übertragungsverhalten bei einzelnen Frequenzen an:

$$H(\omega_i) = \frac{Y(\omega_i)}{U(\omega_i)} \bigg|_{\omega_i = 2\pi \cdot f_i} \quad (4.55)$$

Dabei variiert die Frequenz  $f_i$  typischerweise im Bereich zwischen 0,01 und 10 Hz und wird über die Vorgabe einzelner Frequenzen mit steigenden Amplituden (1% bis 100% der Systemgrenzen) ermittelt. Der Vorteil der Beschreibungsfunktion ist, dass systembedingte Nichtlinearitäten abgebildet werden, während Übertragungsfunktionen ausschließlich lineare Anteile der Simulatordynamik beschreiben können. Die Untersuchungen von GRANT [Gra86] zeigen jedoch, dass der UTIAS, ein typischer Hexapod-Flugsimulator der Universität von Toronto, ein nahezu lineares Übertragungsverhalten aufweist. Dies konnte im Rahmen der eigenen Analysen zur Systemidentifikation des DLR-Fahrsimulators SimCar bestätigt werden, wie im weiteren Verlauf dieses Kapitels noch ausführlicher dargestellt wird. Sowohl bei der Ermittlung der Beschreibungsfunktionen als auch bei den später erläuterten Signal-Rausch-Tests ist das Abtasttheorem von Shannon

$$f_{\max} \leq 0,5 \cdot f_{\text{sample}} \quad (4.56)$$

zu beachten, da eine korrekte Messung der Beschreibungsfunktion nur bis zu einer von der Abtastfrequenz  $f_{\text{sample}}$  abhängigen Frequenz  $f_{\max}$  möglich ist.

c) Der dynamische Schwellwert ist als die Zeitspanne  $\Delta t_{\text{threshold}}$  definiert, innerhalb derer das System nach der Vorgabe eines Beschleunigungssprunges auf den Wert  $a_i$  63% der Beschleunigungsvorgabe erreicht. Der Schwellwert charakterisiert die Verzögerungszeit zwischen Signalvorgabe und Systemreaktion.

d) Beschleunigungsrauschen wird als die Abweichung des Ausgangssignals gegenüber der Eingangsbeschleunigung angegeben. Es wird üblicherweise über das Signal-Rausch-Verhältnis  $\sigma_{\text{SNR}}$  (SNR, engl. *signal-to-noise ratio*) bestimmt, welches über das Verhältnis der spektralen Leistungsdichte des Eingangssignals  $P_u$  zu der Leistungsdichte des Ausgangssignals  $P_y$  definiert ist:

$$\sigma_{SNR} = \frac{P_{u,n}}{P_{y,m}} \Big|_{n,m \in \{j_1, j_2, \dots, j_6\}} \quad (4.57)$$

Dieses kann direkt für einen einzelnen Freiheitsgrad ermittelt werden ( $n = m$ ) oder über die Reaktion auf dasselbe Signal in einem nicht angeregten Freiheitsgrad ( $n \neq m$ ). Letzteres ist ein Maß für die funktionale Kopplung. GRANT [Gra86] hat herausgefunden, dass sich auch diese Kopplung für den UTIAS als vernachlässigbar gering darstellt.

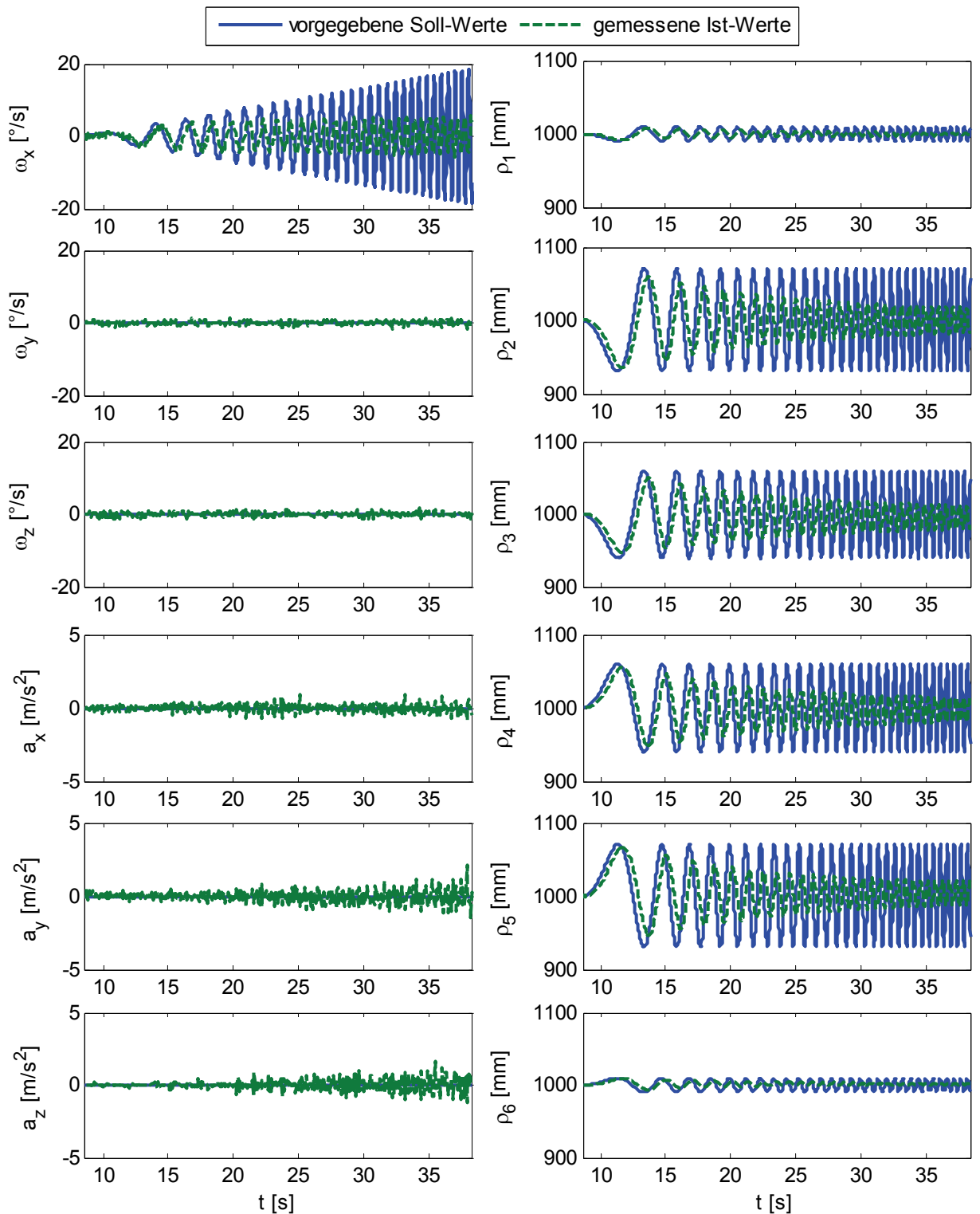
e) Unterschiedliche Sollwertabweichungen bei Bewegungen in positiver und negativer Achsrichtung werden im AGARD-Bericht als Hysterese bezeichnet. Die Hysterese ist i. A. sehr klein. Daher werden hochgenaue Positionsmessungen benötigt, deren Durchführung in der Praxis jedoch in Bezug auf den Plattformmittelpunkt sehr aufwendig ist. Es ist daher zu empfehlen, die Hysteresen der Schubgelenke zu messen, da eine Messung der Ausfahrlänge eines Zylinders wesentlich einfacher umzusetzen ist. Als Messsignal sollte ein Sinussignal mit sehr kleiner Frequenz ( $f_i \leq 0.01 \text{ Hz}$ ) gewählt werden, um dynamische Effekte zu vermeiden.

Basierend auf diesen Methoden wurden am DLR-Fahrsimulator SimCar einige Messungen durchgeführt. Die Ergebnisse der Systemidentifikation der Bewegungsplattform werden im folgenden Abschnitt präsentiert.

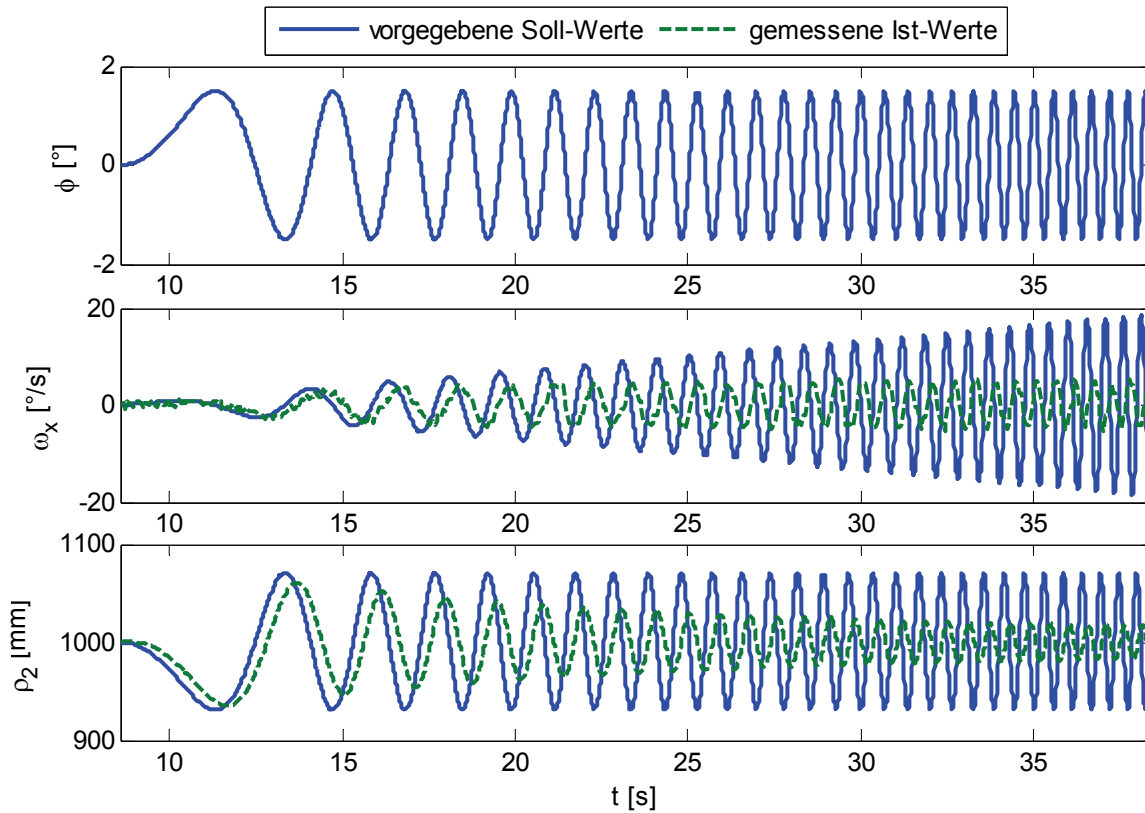
### Identifikation des DLR-Fahrsimulators SimCar

Die Systemgrenzen sind vom Hersteller ermittelt worden und in Anhang A angegeben. Die Hydraulik-Zylinder besitzen einen Hub von 2 m. Da die Form der Beschreibungsfunktion anstelle einer Übertragungsfunktion vor allem vorgeschlagen wird, um Nichtlinearitäten entdecken zu können, diese aber von GRANT als vernachlässigbar identifiziert wurden (bezogen auf den UTIAS) ist für den DLR-Fahrsimulator zunächst die Übertragungsfunktion ermittelt worden. Mit Hilfe von Sinus-Sweeps (Sinussignale mit kontinuierlich steigender Frequenz) wurden alle sechs Freiheitsgrade einzeln angeregt und sowohl die Beschleunigungen als auch die tatsächlichen Zylinderausfahrlängen gemessen. Eine vollständige Darstellung der für dieses System repräsentativen Messergebnisse findet sich in Abbildung 4-44.

Eine größere Ansicht des angeregten rotatorischen Freiheitsgrades sowie eines exemplarisch ausgewählten Zylinders ist in Abbildung 4-45 dargestellt. Aus der Systemantwort auf diese Sweeps wurde eine Übertragungsfunktion ermittelt. Eine exakte Positionsmessung ist, wie bereits in Bezug auf Hysterese-Messungen erwähnt, nur schwer realisierbar. Von den beiden ermittelten Messgrößen sind die in Gelenkkoordinaten beschriebenen Zylinderlängen die weniger verrauschten und genaueren Werte (aufgenommen bei einer Messfrequenz von 100 Hz gegenüber einer Messfrequenz der Beschleunigungen und Winkelgeschwindigkeiten von 20 Hz). Für die Identifikation werden demnach die nach Gleichung (4.51) aus den in Weltkoordinaten beschriebenen Sollwertvorgaben  $\underline{j}_{ref}$  berechneten Gelenkkoordinaten  $\underline{q}_{ref}$  sowie die gemessenen Ausfahrlängen  $\underline{q}_{act}$  verwendet.



**Abbildung 4-44:** Messung zur Systemidentifikation des DLR-Fahrsimulator SimCar mit einem Sinus-Sweep in  $\varphi$ -Richtung (Amplitude:  $1,5^\circ$ , Frequenz: 0 bis 2 Hz) als Sollvorgabe (vgl. Abbildung 4-45)

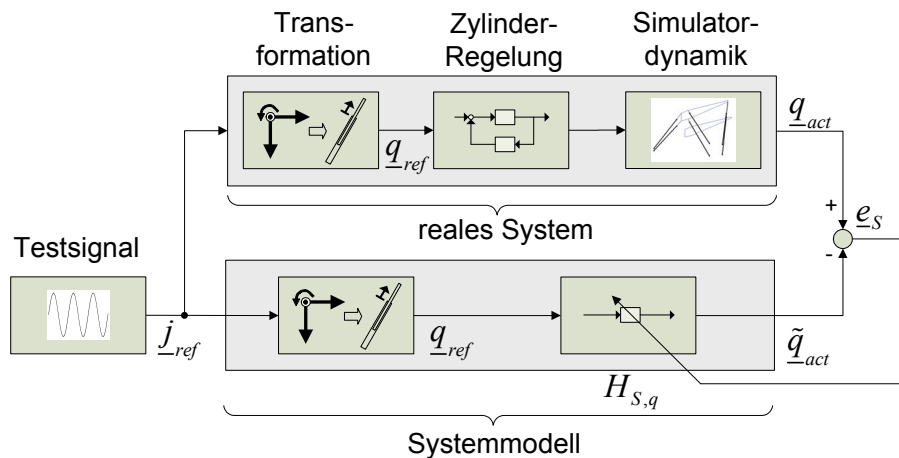


**Abbildung 4-45: Sinus-Sweep in  $\phi$ -Richtung mit einer Amplitude von  $1,5^\circ$  und einer steigenden Frequenz von 0 bis 2 Hz (Auszug aus der in Abbildung 4-44 dargestellten Messung)**

Für die Analyse der Messwerte wurden verschiedene Übertragungsansätze verwendet ( $PT_1$ ,  $PT_2$ ,  $PT_3$ ,  $PDT_1$  und  $PDT_2$ ), wobei die berechneten Soll-Gelenkkoordinaten  $\underline{q}_{ref}$  die Eingangsgrößen und die approximated Zylinder-Ist-Längen  $\tilde{q}_{act}$  die Ausgangsgrößen darstellten. Mithilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate

$$\underline{e}_S = \sum_{i=1}^6 \int_{t_0}^{t_{end}} \left( q_{i,act}(\underline{j}_{ref}) - \tilde{q}_{i,act}(\underline{j}_{ref}) \right)^2 dt \quad (4.58)$$

wurde der Modellfehler für die jeweilige Übertragungsfunktion  $H_{S,q}$  minimiert. Diese Zusammenhänge werden in Abbildung 4-46 vereinfacht graphisch dargestellt.



**Abbildung 4-46: Optimierung eines Systemmodells (Übertragungsfunktion der Zylinder)**

Von den verwendeten Ansätzen liefert ein  $PT_2$ -Verhalten, definiert durch

$$H_{S,q} = H_{PT_2}(s) = \frac{q_{act,i}}{q_{ref,i}} = \frac{1}{a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + 1} \Bigg|_{i=1 \dots 6} \quad (4.59)$$

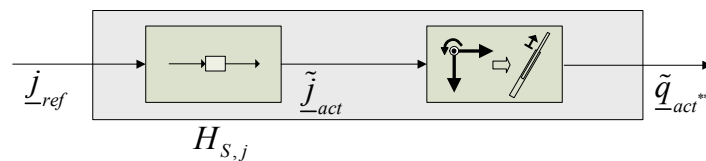
$$\text{mit } a_2 = \frac{1}{\omega_0^2} \text{ und } a_1 = \frac{2D}{\omega_0},$$

die beste Näherung der gemessenen Zylinderlängen. Die Identifikation des DLR-Fahrsimulators SimCar führte sowohl für die Optimierung mit Sinus-Sweeps, als auch für die Parameterermittlung anhand von Daten aus interaktiv gefahrenen Simulatorfahrten zu Parameterwerten von ungefähr

$$a_2 = 0,02 \text{ und } a_1 = 0,4.$$

Das entspricht einer Eckfrequenz von  $\omega_0 = \sqrt{50} \approx 7,0711 \text{ rad/s}$  bzw.  $f_0 \approx 1,126 \text{ Hz}$  und einer Dämpfung von  $D = \sqrt{2} \approx 1,4142$ . Die Parameter der einzelnen Zylinder weichen zwar geringfügig von den angegebenen Werten ab und variieren auch in Abhängigkeit des zur Identifikation verwendeten Testsignals, sind aber vereinfachend gemittelt, um sechs identische Übertragungsfunktionen zu erhalten. Der Grund für diese Vereinfachung ist im folgenden Absatz erläutert.

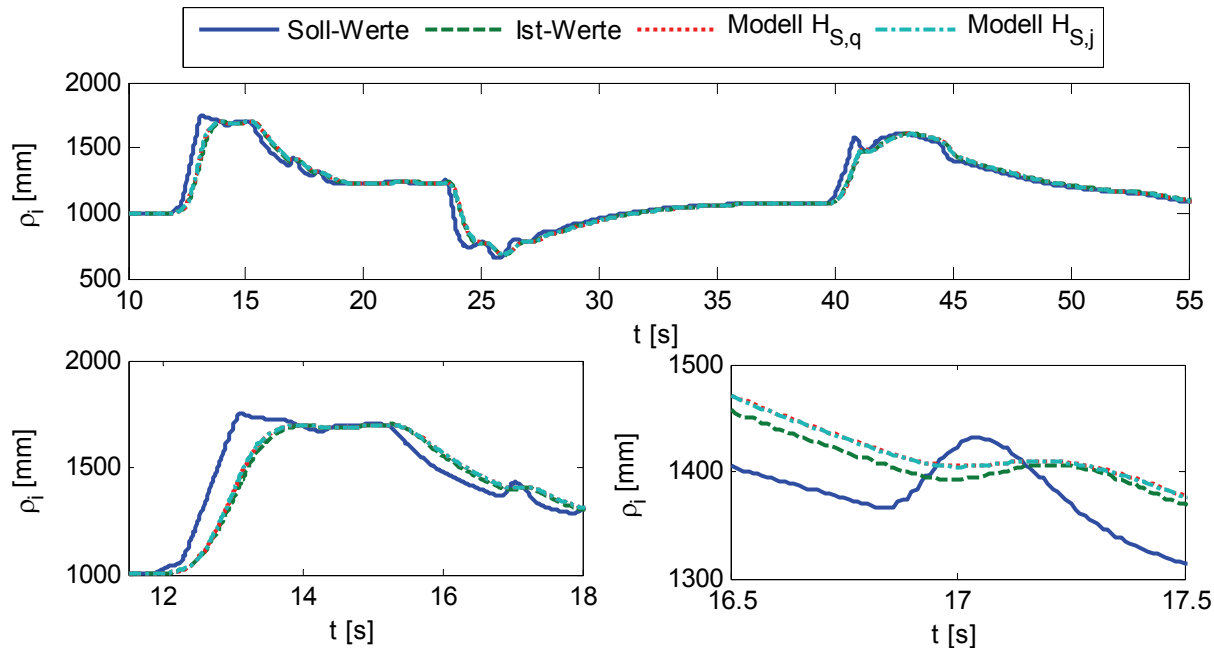
Da für eine Berücksichtigung des Systemmodells im *Motion-Cueing-Algorithmus* die Ist-Position des Simulators in Weltkoordinaten  $\underline{j}_{act}$  die interessierende Größe ist und eine Rückrechnung der Gelenkkoordinaten nur durch iterative Verfahren erfolgen kann (vgl. Kapitel 4.4.1), ist  $H_{S,q}$  regelungstechnisch nicht nutzbar. Bei den Messungen am DLR-Simulator hat sich jedoch gezeigt, dass zum einen das dynamische Verhalten der sechs Zylinder weitgehend linear und zeitinvariant ist und zum anderen, dass die identifizierten Parameter nur sehr gering voneinander abweichen (bei dem die Dynamik hauptsächlich charakterisierenden Parameter  $a_1$  ist die Variation kleiner als fünf Prozent), also eine identische Dynamik aller sechs Zylinder angenommen werden kann. Mit diesen Vereinfachungen kann Kommutativität von Dynamik und Transformation als gegeben betrachtet und ein für die Regelung verwendbares Modell der Simulatordynamik ermittelt werden (vgl. Abbildung 4-46 und Abbildung 4-47). Bei diesem Systemmodell hat eine Bewegung in einem Freiheitsgrad  $\underline{j}$  eine identische Auswirkung auf das dynamische Verhalten aller Zylinder (beschrieben durch  $\underline{q}$ ). Die Zulässigkeit der getroffenen Annahmen und Vereinfachungen soll im Folgenden überprüft werden.



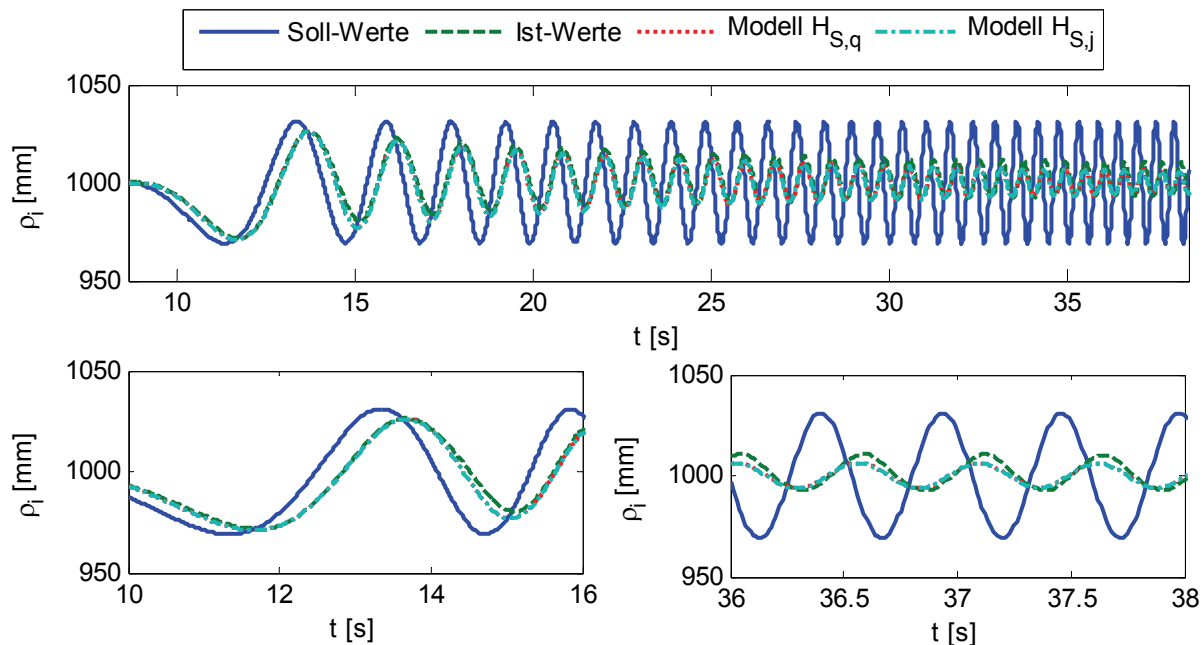
**Abbildung 4-47: Systemmodell unter Annahme der Kommutativität von Dynamik und Transformation**

Für die Übertragungsfunktion  $H_{S,j}$  werden dieselben Parameter verwendet, wie für die identifizierte ÜTF der Zylinder ( $a_2 = 0,02$  und  $a_1 = 0,4$ ). Die in Abbildung 4-48 und Abbildung 4-49 dargestellten Testsignale (Daten aus einer interaktiven Fahrt und von einem Sinus-

Sweep) veranschaulichen, dass der Unterschied beider Ansätze vernachlässigbar gering ist und der relative Fehler bezogen auf den mittleren Hub bei ca. 5 % liegt. Somit kann mit  $H_{S,j}$  eine Näherung der aktuellen Ist-Position  $\tilde{j}_{act}$  ermittelt werden. Diese Näherung wird im folgenden Abschnitt zur Berechnung der Sollwertvorgaben unter Berücksichtigung der Simulardynamik von Bedeutung sein.



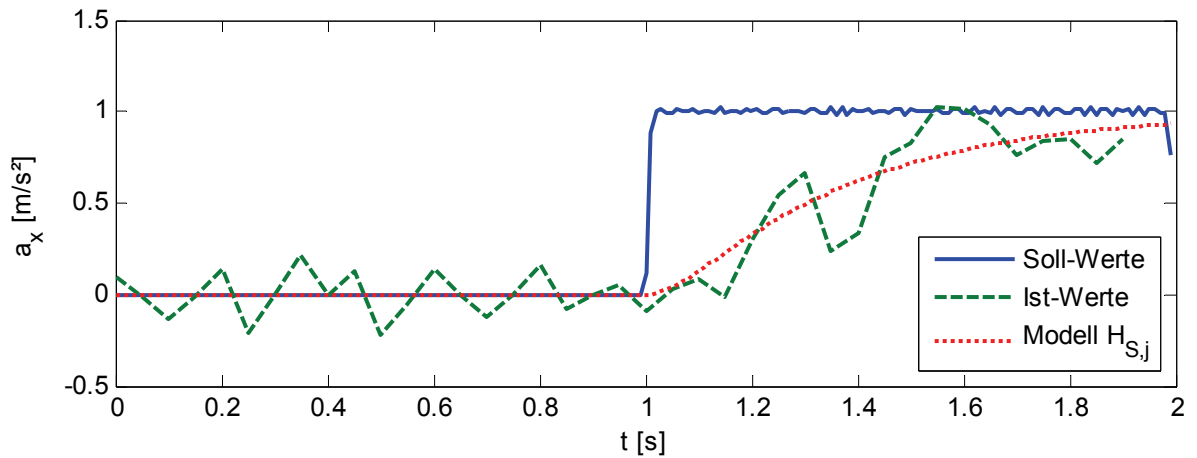
**Abbildung 4-48: Vergleich der Ausgangssignale der Systemmodelle  $H_{S,q}$  und  $H_{S,j}$  mit den gemessenen Werten bei einer interaktiven Fahrt**



**Abbildung 4-49: Vergleich der Ausgangssignale der Systemmodelle  $H_{S,q}$  und  $H_{S,j}$  mit den gemessenen Werten bei einem Sinus-Sweep in x-Richtung**

Abschließend wird in Abbildung 4-50 die mit einem Beschleunigungssensor gemessene Systemantwort der Bewegungsplattform auf einen Beschleunigungssprung der Positionsvorgaben in x-Richtung dargestellt. Da der verwendete Sensor lediglich mit einer Abtastfrequenz von 20 Hz messen kann und die Messsignale verrauscht sind, lässt sich der Beschleunigungsverlauf nur näherungsweise bestimmen. Ein Vergleich mit der Reaktion des

identifizierten Systemmodells  $H_{S,j}$  zeigt jedoch eine gute Übereinstimmung. Aus dieser Messung kann nun auch der im AGARD-Report beschriebene Schwellwert  $\Delta t_{th}$  ermittelt werden. Er liegt für den DLR-Fahrsimulator SimCar bei etwa 0,4 s.



**Abbildung 4-50: Beschleunigungssprung für die Positionssollwerte in x-Richtung zur Schwellwertbestimmung laut AGARD-Bericht [AGA79]; Vergleich mit dem Ausgangssignal des identifizierten Systemmodells  $H_{S,j}$**

Eine Hysterese bei den Zylinderbewegungen wird i. A. als vernachlässigbar angenommen [AGA79] und wurde dementsprechend bei allen Dynamikbetrachtungen in dieser Arbeit nicht berücksichtigt.

### Regelung

Bei vielen Bewegungssystemen besteht keine Möglichkeit, direkt in die Aktuator-Regelung einzugreifen. Die einzige Möglichkeit der Systemträgheit entgegenzuwirken, ist eine Berücksichtigung dieser Dynamik bei der Berechnung der Sollwertvorgaben  $\underline{j}_{ref}$ . Im Folgenden werden zwei Ansätze vorgestellt und diskutiert, die dieses Ziel verfolgen.

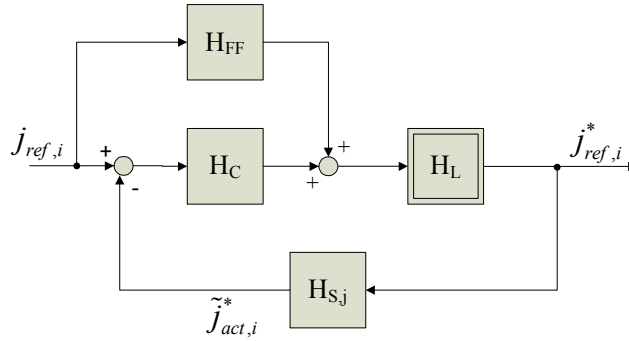
Die einfachste Möglichkeit, ein bekanntes und modelliertes Übertragungsverhalten bei der Steuerung des Systems zu berücksichtigen, ist die Verwendung eines invertierten Simulatormodells. Voraussetzung für die Realisierung als Übertragungsfunktion in der verwendeten Simulationssoftware Matlab ist, dass die invertierte Übertragungsfunktion proper ist (d. h. Nennergrad  $\geq$  Zählergrad). Dies ist bei einem  $PT_2$ -Glied, wie es für den DLR-Simulator identifiziert wurde nicht gegeben. In Bezug auf translatorische Beschleunigungen ergibt sich jedoch eine Lösung dieses Problems: Das letzte Element des translatorischen Kanals eines typischen *Motion-Cueing*-Algorithmus ist ein doppelter Integrator. Fasst man die Übertragungsfunktion dieses Integrators mit dem invertierten  $PT_2$ -Systemmodell zusammen, so erhält man eine propere Funktion

$$H_{InvSys}(s) = H_{S,j}^{-1} \cdot \frac{1}{s^2} = \frac{a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + 1}{s^2} \quad (4.60)$$

mit den *Washout*-Beschleunigungen als Eingangs- und den Soll-Positionen als Ausgangsgrößen. Alternativ lässt sich die invertierte Simulatorendynamik auch als Reihenschaltung zweier PD-Regler realisieren. Bei der Anwendung dieses Verfahrens auf den rotatorischen Pfad führt die Verwendung von PD-Reglern jedoch zu unerwünschten hochfrequenten Frequenzanteilen, welche sich ohne die doppelte Integration direkt auf die Ausgangssignale auswirken. So ist

diese prinzipiell einfache Möglichkeit der Dynamikregelung in dieser Form nur bedingt im Zusammenhang mit herkömmlichen *Motion-Cueing*-Algorithmen geeignet.

Der zweite Ansatz baut auf den in Kapitel 4.2.5 vorgestellten nichtlinearen, geregelten Begrenzer auf. Wird dieser auf die Eingangsgröße  $\dot{j}_{ref,i}$  bezogen und wird in den Rückführungspfad das Modell der Simulatordynamik eingefügt, so führt dies zu der erwünschten Berücksichtigung der Dynamik bei der Berechnung der an das System weitergegebenen Sollwertsignale  $\dot{j}_{ref,i}^*$  (Abbildung 4-51).



**Abbildung 4-51: Kompensationsregler zur Berechnung der geregelten Positionsvorgaben unter Berücksichtigung der Simulatordynamik (nach [Lor08])**

Dabei wird die im letzten Abschnitt als zulässige Näherung des Systemverhaltens validierte Übertragungsfunktion  $H_{S,j}$  verwendet. Die Übertragungsfunktion des Kompensationsreglers im linearen Bereich ergibt sich somit zu:

$$H_{Comp} = \frac{\tilde{j}_{act,i}^*}{j_{ref,i}} = \frac{H_L \cdot H_{S,j} \cdot (H_C + H_{FF})}{1 + H_L \cdot H_{S,j} \cdot H_C} \quad (4.61)$$

Dabei ist zwar  $\tilde{j}_{ref}^*$  die resultierende Positionsvorgabe für das System; die für das Übertragungsverhalten entscheidende Größe ist jedoch die letztendlich durch die Simulatordynamik beeinflusste Ist-Position  $\underline{j}_{act}$ . Da diese aufgrund der bereits geschilderten Problematik bei Positionsmessungen nicht vorliegt, wird die Näherung  $\tilde{j}_{act}^*$  herangezogen.

Der Begrenzer  $H_L$  wird wie in Kapitel 4.2.5, Gleichung (4.37) angegeben mit identischen Parameterwerten (vgl. Tabelle 4-7) verwendet. Die Übertragungsfunktion  $H_{S,j}$ , welche die Simulatordynamik annähert, wird wie im letzten Abschnitt beschrieben parametrisiert. Der Regler  $H_C$  hat dieselbe Struktur wie beim geregelten Begrenzer (PD-Regler). Die Parameterwerte werden in diesem Fall allerdings so gewählt, dass der näher am Ursprung liegende Pol von  $H_{S,j}$  ( $\omega_{1,Sj} = 2,93$  rad/s) kompensiert wird und gleichzeitig die Phasenreserve  $\Phi_{Comp} \geq 70^\circ$  beträgt, damit ein überschwingfreies Ausgangsverhalten des Reglers garantiert werden kann. Als Vorsteuerung  $H_{FF}$  wird die invertierte Simulatordynamik  $H_{S,j}^{-1}$  in faktorisierten Form entsprechend zwei in Reihe geschalteter PD-Regler genutzt. Damit ergibt sich aus Gleichung (4.61):

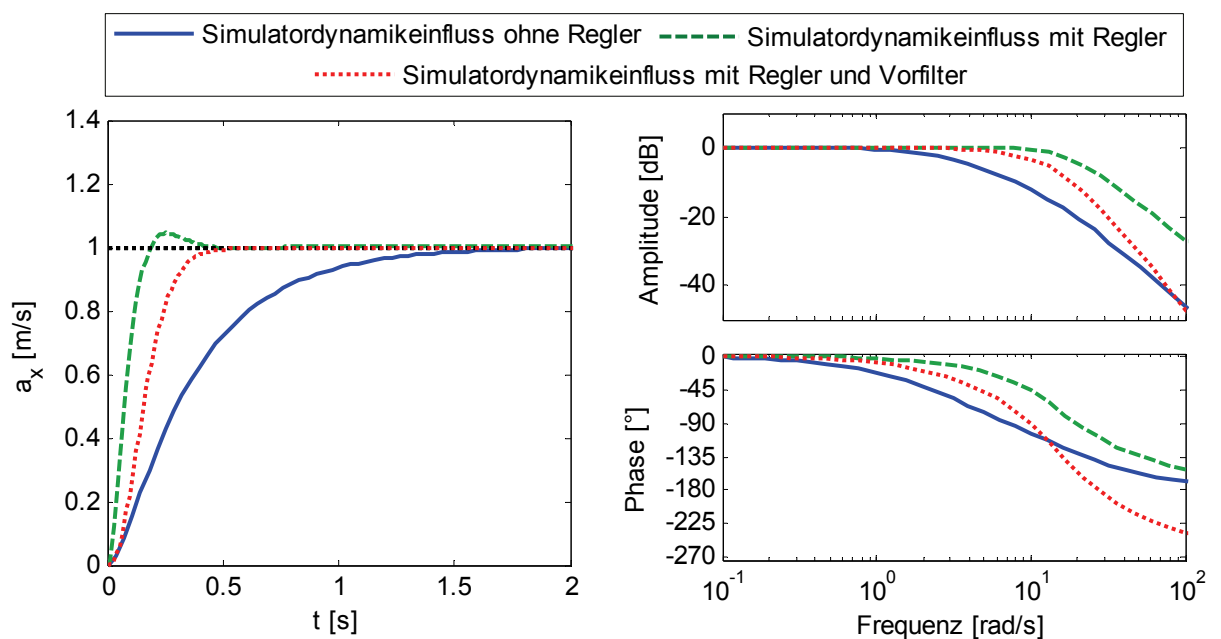
$$H_{Comp} = \frac{k_{d1,FF} \cdot k_{d2,FF} \cdot s^2 + (k_{d1,FF} \cdot k_{p2,FF} + k_{d2,FF} \cdot k_{p1,FF} + k_{d,C}) \cdot s + (k_{p1,FF} \cdot k_{p2,FF} + k_{p,C})}{\frac{a_{2,Sj}}{k_{1,L} \cdot k_{2,L}} s^4 + \left( \frac{a_{1,Sj}}{k_{1,L} \cdot k_{2,L}} + \frac{a_{2,Sj}}{k_{1,L}} \right) s^3 + \left( \frac{1}{k_{1,L} \cdot k_{2,L}} + \frac{a_{1,Sj}}{k_{1,L}} + a_{2,Sj} \right) \cdot s^2 + \left( \frac{1}{k_{1,L}} + a_{1,Sj} + k_{d,C} \right) \cdot s + (1 + k_{p,C})}$$



In Tabelle 4-16 sind alle kennzeichnenden Parameter aufgelistet. In Abbildung 4-52 sind Sprungantwort und Bodediagramm des Bewegungssystems für den Fall mit und ohne Dynamikkompensation dargestellt.

**Tabelle 4-16: Parameter für einen Dynamikkompensationsregler mit integriertem Begrenzer nach Gleichung (4.61)**

Parameter	Werte	Einheit	Parameter	Werte	Einheit
$k_{1,L}$	8	[1/s]	$k_{p1,FF}$	1	[-]
$k_{2,L}$	64	[1/s]	$k_{d1,FF}$	0,341 ( $\square \frac{1}{\omega_{1,S}}$ )	[s]
$a_{1,Sj}$	0,4	[s <sup>2</sup> ]	$k_{p2,FF}$	1	[-]
$a_{2,Sj}$	0,02	[s]	$k_{d2,FF}$	0,059 ( $\square \frac{1}{\omega_{2,S}}$ )	[s]
$k_{p,C}$	0,7	[-]	$\dot{y}_{Lim}$	$\pm 2$	[m/s]
$k_{d,C}$	0,239	[s]	$\ddot{y}_{Lim}$	$\pm 10$	[m/s <sup>2</sup> ]



**Abbildung 4-52: Sprungantwort (links) und Bodediagramm (rechts) für den Dynamikkompensationsregler**

Die verringerte Phasenverschiebung ist deutlich zu erkennen, ebenso wie die von ca. 0,5 auf 2,7 Hz verschobene 3dB-Dämpfungsfrequenz, wodurch der ungedämpft darstellbare Signalbereich um diese Frequenzen erweitert wird. Das bei der Sprungantwort erkennbare Überschwingverhalten des Reglers führte in der praktischen Erprobung zu wahrnehmbaren, störenden Rucken. Um diesem Effekt entgegenzuwirken, kann ein zusätzlicher Vorfilter (Tiefpass 1. Ordnung, Eckfrequenz  $\omega_0 = 10$  rad/s) eingesetzt werden. Obwohl sich durch dessen Einsatz der Phasen- und Amplitudenvorteil verringert, hat sich diese Variante in der Praxis bewährt.

Mithilfe des Hurwitz-Kriteriums lässt sich für diesen Regler die Stabilität prüfen: Die Koeffizienten des charakteristischen Polynoms

$$a_{4,\lambda} \cdot \lambda^4 + a_{3,\lambda} \cdot \lambda^3 + a_{2,\lambda} \cdot \lambda^2 + a_{1,\lambda} \cdot \lambda + a_{0,\lambda} = 0 \quad (4.62)$$

$$\text{mit } a_{4,\lambda} = \frac{a_{2,Sj}}{k_{1,L} \cdot k_{2,L}}, \quad a_{3,\lambda} = \left( \frac{a_{1,Sj}}{k_{1,L} \cdot k_{2,L}} + \frac{a_{2,Sj}}{k_{1,L}} \right), \quad a_{2,\lambda} = \left( \frac{1}{k_{1,L} \cdot k_{2,L}} + \frac{a_{1,Sj}}{k_{1,L}} + a_{2,Sj} \right), \quad a_{1,\lambda} = \left( k_{d,C} + \frac{1}{k_{1,L}} + a_{1,Sj} \right)$$

$$\text{und } a_{0,\lambda} = (k_{p,C} + 1)$$

sind bei ausschließlich positiven Parameterwerten ebenfalls positiv. Dies ist mit den Werten aus Tabelle 4-16 erfüllt. Ebenso erfüllt ist die Forderung nach einer positiven Hurwitz-Determinante sowie sämtlicher Unterdeterminanten nach Gleichung (4.63):

$$H_4 = \begin{vmatrix} a_{3,\lambda} & a_{1,\lambda} & 0 & 0 \\ a_{4,\lambda} & a_{2,\lambda} & a_{0,\lambda} & 0 \\ 0 & a_{3,\lambda} & a_{1,\lambda} & 0 \\ 0 & a_{4,\lambda} & a_{2,\lambda} & a_{0,\lambda} \end{vmatrix} \quad \text{mit } \det(H_{4,i}) \Big|_{i=1 \dots 4} \stackrel{!}{>} 0 \quad (4.63)$$

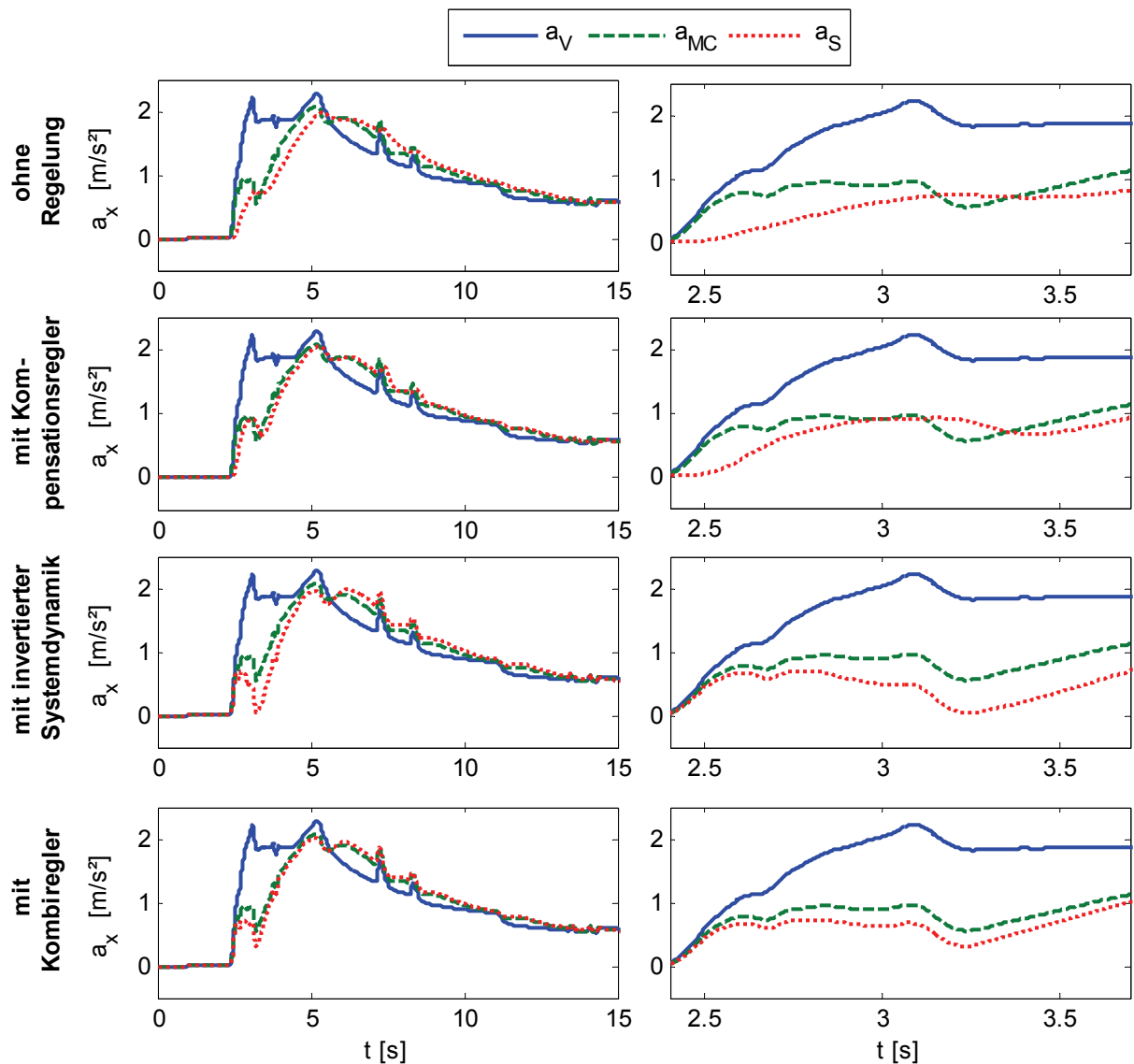
$$\det(H_{4,1}) = a_{3,\lambda} = 0,0033$$

$$\det(H_{4,2}) = \begin{vmatrix} a_{3,\lambda} & a_{1,\lambda} \\ a_{4,\lambda} & a_{2,\lambda} \end{vmatrix} = a_{3,\lambda} \cdot a_{2,\lambda} - a_{1,\lambda} \cdot a_{4,\lambda} = 2,0625 \cdot 10^{-4}$$

$$\det(H_{4,3}) = \begin{vmatrix} a_{3,\lambda} & a_{1,\lambda} & 0 \\ a_{4,\lambda} & a_{2,\lambda} & a_{0,\lambda} \\ 0 & a_{3,\lambda} & a_{1,\lambda} \end{vmatrix} = a_{3,\lambda} \cdot a_{2,\lambda} \cdot a_{1,\lambda} - (a_{1,\lambda}^2 \cdot a_{4,\lambda} + a_{3,\lambda}^2 \cdot a_{0,\lambda}) = 1,3927 \cdot 10^{-4}$$

$$\det(H_{4,4}) = \det(H_{4,3}) \cdot a_{0,\lambda} = 2,3677 \cdot 10^{-4}$$

Damit ist für die lineare Übertragungsfunktion Stabilität nachgewiesen. Die nichtlineare Stabilitätsbetrachtung für den Begrenzer ist bereits in Kapitel 4.2.5 erfolgt, so dass der Dynamikkompensationsregler insgesamt stabil ist. Die Leistungsmerkmale der beiden vorgestellten Mechanismen, d. h. des Reglers und der invertierten Simulatordynamik, sind in Abbildung 4-53 dargestellt. Durch die Tiefpasscharakteristik des Bewegungssystems ist bei der resultierenden Beschleunigung eine deutliche Verzögerung erkennbar. Der Regler (2. Zeile) reduziert diese Verzögerung grundsätzlich um etwa 50 %, jedoch nicht für hochfrequente Signale (s. Teilausschnitt 2. Spalte, 2. Zeile). Bei der Verwendung der invertierten Simulatordynamik (3. Zeile), werden zwar die hochfrequenten Signalanteile nahezu ohne Zeitverzug dargestellt, in den Übergangsphasen kommt es jedoch zu deutlichen Abweichungen vom *Motion-Cueing*-Signal. Als optimale Lösung erweist sich ein Kombiregler (4. Zeile), welcher für translatorische Signale die invertierte Simulatordynamik nutzt und für rotatorische Signale die Kompensationsregelung. Dieser im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte, kombinierte Regler führt zur besten Darstellung der *Motion-Cueing*-Signale.



**Abbildung 4-53: Effekte verschiedener Regelungsstrategien (Dynamikkompensationsregelung, invertierte Simulatordynamik und Kombiregler) auf das Beschleunigungsverhalten des Simulators bei einer Fahrzeugbeschleunigung aus dem Stand und der Verwendung des *Classical-Washout*-Algorithmus**

Der Einsatz des Kombireglers führt nicht nur zu einer Reduktion der dämpfenden Wirkung des Bewegungssystems, sondern ermöglicht gleichzeitig, durch eine höhere nutzbare Bandbreite an darstellbaren Frequenzen, eine größere Variabilität bei der Darstellung von hochfrequenten Beschleunigungen oder zusätzlichen, maskierenden Bewegungssignalen. So konnte z. B. eine fahrgeschwindigkeitsabhängige Straßenrauhigkeit (s. Kapitel 4.2.6) erst seit der Nutzung dieses Reglers sinnvoll umgesetzt werden.

In Tabelle 4-17 sind die wichtigsten in diesem Kapitel vorgestellten Aspekte, Methoden und Modellierungsergebnisse, die für das Motion Cueing von besonderer Bedeutung sind zusammengestellt. Die wichtigste im Rahmen dieser Arbeit entwickelte und in diesem Kapitel vorgestellte Komponente ist dabei der ausführlich dargestellte Kombi-Regler, der trotz eingeschränkter Eingriffsmöglichkeiten in die Aktuator-Steuerung, die Simulatordynamik zu einem erheblichen Teil kompensieren kann. Basis dafür ist ein stark vereinfachtes Simulatordynamikmodell, welches auf Weltkoordinaten bezogen und nur dadurch für die Regelung der Positions- und Orientierungs-Sollwerte einzusetzen ist.

**Tabelle 4-17: Übersicht über die mit dem Bewegungssystem zusammenhängenden Eigenschaften für das Motion Cueing**

Teilkapitel	Methoden, Ergebnisse, wichtige Aspekte
4.4.1 Arbeitsraum	<ul style="list-style-type: none"> <li>- für Hexapoden: Dynamischer Arbeitsraum. Direkte Kinematik problematisch. Darstellung und mathematische Berechnung der indirekten Kinematik.</li> <li>- Vorpositionierung vor allem für fahrspurbasierte Algorithmen oder bei Verwendung eines Linearschlittens sinnvoll.</li> </ul>
4.4.2 Systemdynamik	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Beschreibung von Identifikationsmethoden für dynamische Simulatoren.</li> <li>- Ergebnisse der Messung am DLR-Simulator.</li> <li>- vereinfachtes Simulatordynamikmodell bezogen auf Weltkoordinaten zur Verwendung in modellbasierter Regelung.</li> <li>- Vergleich verschiedener Reglervarianten: Nutzung der invertierten Systemdynamik des Simulators (reine Vorsteuerung), eines nichtlinearen Dynamikkompensationsreglers und einer Kombination beider Ansätze.</li> <li>- beste Signaldarstellung durch Kombiregler.</li> </ul>

## 4.5 Zusammenfassung der Methodik und Einflussgrößen

Im Folgenden werden die wichtigsten Inhalte der sehr umfangreichen Kapitel 4.1 bis 4.4 noch einmal zusammengefasst.

In Kapitel 4.1 sind die zentralen Methoden zur Bewertung von *Motion-Cueing*-Algorithmen erläutert worden. Für die subjektive Bewertung mittels Fragebögen sind in diesem Zusammenhang besonders die Fragen nach Realitätsnähe der Bewegungsrückmeldung sowie nach auftretender Simulatorkrankheit von großer Bedeutung. An standardisierten Fragebogentypen sind vor allem der *Simulator Sickness Questionnaire* (SSQ) zur Bewertung des Befindens sowie der NASA TLX zur Erfassung von Belastung und Beanspruchung des Fahrers hervorzuheben. Für die Analyse der *Motion-Cueing*-Bewertung bietet sich die Methode des paarweisen Vergleichs an, welche vielfach verwendet wird und jeweils zwei Algorithmen oder Parametrierungen direkt miteinander vergleicht. Sehr gute Ergebnisse konnten mit einer Reduzierung von Fragebogenbewertungen auf eine Rangreihenfolge (*Ranking*) erzielt werden. Hiermit sind auch bei geringen Probandenzahlen mit Methoden wie z. B. der Konkordanzanalyse nach Kendall Signifikanztests durchführbar. Darüber hinaus hat sich die Signifikanzanalyse ANOVA als gut geeignet zur Erarbeitung statistischer Aussagen erwiesen.

Als objektive Bewertungskriterien können je nach Fahrmanöver und Ausrichtung einer Studie alle messbaren fahrdynamischen Kenngrößen vom Lenkradwinkel bis zu Fahrzeugbeschleunigungen oder der Querablage auf der Straße dienen. Für die Ermittlung der Fahrleistung werden zumeist Mittelwerte der entsprechenden Kenngrößen über bestimmte Strecken-

abschnitte gebildet. Dabei darf jedoch das Fahrverhalten nicht außer acht gelassen werden, da sich hier möglicherweise unrealistische Fahrstrategien entdecken lassen, die zur Beurteilung der Fahrleistung von Bedeutung sein können. Ganz allgemein ist sehr genau zu prüfen, ob sich die grundsätzlichen fahrdynamischen Eigenschaften der Fahrdynamiksimulation bezogen auf das Testszenario in realistischen Bereichen befinden, da sich Fehler an dieser Stelle massiv auf die eigentliche Messgröße, die Güte des *Motion Cueing*, auswirken können.

Wünschenswert wäre ein Gütekriterium, das bereits bei *Software-in-the-Loop*-Simulationen eine gute Vorhersage von subjektiven Bewertungen bei einer praktischen Erprobung treffen kann. Da an dieser Stelle jedoch sehr komplexe Zusammenhänge der Bewegungswahrnehmung und der Interaktion verschiedener Effekte wie z. B. der Adaption, der Integration oder der Gewichtung fehlerhafter Informationen (*Cues*) eine Rolle spielen, bei denen noch viele offene Fragen bestehen, gibt es bisher kein umfassendes Gütekriterium, welches eine solche Vorhersage erbringen könnte. Daher beziehen sich bisherige Ansätze vor allem auf einzelne Aspekte wie z. B. die Wahrnehmungsschwellen oder die Gewichtung von verschiedenen Fehlertypen beim *Motion Cueing*.

Für die Skalierung (Kapitel 4.2.2) der fahrdynamischen Eingangssignale gilt im Allgemeinen ein Faktor von 0,5 als minimaler, aber zugleich bereits gut nutzbarer Wert für die allermeisten Anwendungen von Fahrsimulatoren.

Bei der Betrachtung der Filterung der fahrdynamischen Eingangssignale (Kapitel 4.2.3) geht es zunächst um eine sinnvolle Aufteilung in hoch- und tieffrequente Signalanteile, die insbesondere für die translatorischen Beschleunigungen von großer Bedeutung ist. Hier kann entgegen herkömmlichen Ansätzen mit einer „idealen Aufteilung“ die Forderung nach einer idealen ÜTF (Addition der hoch- und tieffrequente Signalanteil ergibt wieder das Signal vor der Aufteilung) erfüllt werden. Neben diesem strukturellen Aufbau der Filter steht die Frage nach der Gestaltung der Filter, insbesondere im Hinblick auf eine mögliche Adaptivität. Grundsätzlicher Vorteil ist die Vermeidung von *Worst-Case*-Parametrierungen. Da jedoch die Frage nach der Interaktion zwischen der Adaptivität der Filter und dem Adaptionsverhalten des Menschen an die Simulation noch weitgehend ungeklärt ist, erscheint eine zeitlich diskrete Anpassung einzelner Parameterwerte (z. B. aufgrund von Streckeninformationen) als am sinnvollsten. In Hinsicht auf den durch Filterung erzeugten *Washout* der *Motion-Cueing*-Signale ist zunächst die Wahl von translatorischen Beschleunigungen gegenüber spezifischen Kräften zu bevorzugen, da so der *Washout* unabhängig von den Eigenschaften der *Tilt Coordination* eingestellt werden kann. Für diese Parametrierung hat sich ein schwacher, weitestgehend unbemerkbarer *Washout* als vorteilhaft erwiesen.

Bei der Gestaltung der *Tilt Coordination* (Kapitel 4.2.4) wird bei den allermeisten Simulatoren die Drehrate auf 3 °/s (entsprechend der Wahrnehmungsschwelle) oder maximal 5 °/s eingeschränkt. Diese Einschränkung wird jedoch im Gesamtzusammenhang der Darstellung hochdynamischer Fahrzeugbewegungen als nachteilig eingestuft. In Bezug gesetzt zum erzeugten Phasenfehler der präsentierten Signale werden sogar Drehgeschwindigkeiten von bis zu 15-20 °/s eher akzeptiert als die aus einer starken Drehgeschwindigkeitsbegrenzung resultierenden Phasenfehler. Unklar ist jedoch noch die optimale Einstellung bzw. Begrenzung der damit verbundenen höheren Drehbeschleunigungen. Theoretische Betrachtungen lassen

einen Drehpunkt oberhalb des Kopfes grundsätzlich als am sinnvollsten erscheinen. Für herkömmliche Algorithmen konnte dies im Rahmen von Simulatorstudien jedoch nicht nachgewiesen werden. Bei neueren Ansätzen mit höheren vorkommenden Drehgeschwindigkeiten und Drehbeschleunigungen wird gemäß ersten Untersuchungen der Fahrerkopf als Drehpunkt bevorzugt.

Die Eingangssignale von *Motion-Cueing*-Algorithmen werden üblicherweise vor der Skalierung lediglich auf physikalisch sinnvolle Bereiche begrenzt (Kapitel 4.2.5). Da jedoch bei den meisten Bewegungssystemen abhängig vom Arbeitsraum nur ein bestimmter Bereich dieser Signale dargestellt werden kann (so z. B. mittels *Tilt Coordination* eine maximale dauerhafte Beschleunigung von 0,34g infolge eines maximalen Kippwinkels von 20°), ist es sinnvoll, die Skalierung an den darstellbaren Signalamplituden zu orientieren. Eine Begrenzung nach dem Skalierungsschritt ist in diesem Fall besser geeignet. Ein im Rahmen dieser Arbeit entworfener, geregelter und nichtlinearer Begrenzer stellt die Einhaltung von Geschwindigkeits- und Beschleunigungsgrenzen sicher, ohne die Signale im zulässigen, linearen Bereich maßgeblich in Phase oder Amplitude zu verändern.

In Kapitel 4.2.6 ist erläutert worden, wie durch zusätzliche *Cues* unvermeidbare fehlerhafte *Cues* in der Beschleunigungsdarstellung „maskiert“ und somit versteckt werden können. Diese zusätzlichen *Cues* können entweder über denselben Kanal präsentiert werden, wie z. B. in Form von Straßenunebenheiten oder Straßenrauhigkeit über das Bewegungssystem, oder aber über einen anderen Kanal, wie es z. B. im Fall von Audio-Signalen geschieht. Anhand der Ergebnisse einer eigenen Studie konnte gezeigt werden, dass die Ruckamplitude einen Einfluss auf die Realitätsnähe der wahrgenommenen Längsbeschleunigung hat.

Vor dem Hintergrund der Vor- und Nachteile der fünf vorgestellten *Tuning*-Methoden (Kapitel 4.3) ergibt sich ein manöver- oder streckenabhängiges *Tuning* als die sinnvollste Lösung. Hier wird eine Kombination aus VorabEinstellung der Parameter basierend auf *Software-in-the-Loop*-Simulationsergebnissen und praktischen Erfahrungen und einer Feineinstellung im Probandentest vorgenommen. Ziel ist es dabei, die Parameter für unterschiedliche Manöver oder Streckentypen zu optimieren. Mathematische Optimierungen haben dieser Methode gegenüber zwar den Vorteil der Reproduzierbarkeit und bieten die Möglichkeit einer Nutzung in modellbasierten Analysen, sind jedoch aufgrund fehlender Informationen bei der Wahrnehmungs- oder Fahrermodellierung nicht umfassend einsetzbar. Die in der Literatur vorgestellte empirische Methodik erweist sich als ungeeignet.

Der Arbeitsraum eines Bewegungssystems (Kapitel 4.4.1) ergibt sich aus der Kombination seiner Bewegungsmöglichkeiten und gibt die Grenzen der darstellbaren Bewegungen vor. Bei den üblicherweise (wenigstens als ein Teilsystem) verwendeten Hexapoden ergibt sich ein komplexer Zusammenhang zwischen Welt- und Gelenkkoordinaten, deren inverse Kinematik sich über einfache geometrische Zusammenhänge darstellen lässt, wogegen die direkte Kinematik nur durch iterative Verfahren zu berechnen ist. Eine Vorpositionierung stellt sich bei diesen Systemen als wenig effektiv dar, sie ist nur bei auf bestimmte Szenarien spezialisierten Algorithmen oder größeren Bewegungssystemen (wie z. B. Linear-Schlitten) sinnvoll.

Methoden zur Messung und Analyse der Dynamik von Bewegungssystemen sind in Kapitel 4.4.2 ausführlich vorgestellt und anhand der Messungen für den DLR-Fahrsimulator veranschaulicht. Eine Kenntnis der Simulatordynamik ist zunächst einmal wertvoll für die Bewertung von *Motion-Cueing*-Algorithmen in *Software-in-the-Loop*-Simulationen, da sie bei der Bewertung in praktischen Tests unausweichlich die Ausgangssignale der Algorithmen und damit auch deren Bewertung beeinflusst. Darüber hinaus lassen sich mit entsprechenden Modellen auch Strategien entwickeln, wie dieser Dynamik ohne Eingriff in die Hardwareregulierung entgegenzuwirken ist. Als sehr effektiv hat sich dabei ein Dynamik-kompensationsregler herausgestellt, welcher im Rahmen dieser Arbeit entwickelt worden ist. Dieser Regler umfasst auch den in Kapitel 4.2.5 vorgestellten nichtlinearen, geregelten Begrenzer.

**Tabelle 4-18: Übersicht der wichtigsten Methoden, Ergebnisse und Aspekte der Kapitel 4.1 bis 4.4**

Teilkapitel	Methoden, Ergebnisse, wichtige Aspekte
4.1.1 Subjektive Kriterien	- SSQ, NASA TLX, Paarweiser Vergleich, Rangreihenfolge, Kendalls Konkordanzanalyse, ANOVA
4.1.2 Objektive Kriterien	- Fahrleistung aus gemittelten fahrdynamischen Kenngrößen und Fahrverhalten aus deren Zeitverläufen - Validität der Fahrdynamiksimulation
4.1.3 Objektivierung subjektiver Kriterien	- allumfassendes Gütekriterium wünschenswert. Bisher jedoch nur für einzelne Aspekte realisierbar
4.2.1 Fahrdynamische Eingangssignale	- originalgetreue Darstellung der Fahrdynamiksignale nur für wenige Manöver umsetzbar - Skalierung daher notwendig
4.2.2 Skalierung	- Skalierungsfaktor $\geq 0,5$ wählen
4.2.3 Filtereffekte	- Verwendung von idealen Filterstrukturen - Verwendung von zeitlich diskret adaptiven Filtern - translatorischen Beschleunigungen als Eingangssignal - sanftes Umschalten diskret adaptiver Parametern - schwacher <i>Washout</i> sinnvoller
4.2.4 Tilt Coordination und Drehungseinflüsse	- Aufgabe der Drehgeschwindigkeitsbegrenzung bei der <i>Tilt Coordination</i> (Reduktion des Phasenfehlers auf Kosten eines höheren Drehgeschwindigkeitsfehlers) - Drehungen um den Fahrerkopf
4.2.5 Limitierung	- Begrenzung der skalierten Signale auf den darstellbaren Bereich - Begrenzung des Ausgangssignals auf zulässige Geschwindigkeiten und Beschleunigungen

**Tabelle 4-18 (Fortsetzung)**

4.2.6 Weitere wahrnehmungsrelevante Faktoren	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Straßenrauhigkeit und –unebenheiten für eine realitätsnähere Simulation sowie zum Maskieren von fehlerhaften <i>Cues</i></li> <li>- bisher unerforschte, aber offensichtlich wichtige Faktoren sind die Rucke</li> </ul>
4.3 Parametrierung	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Analyse der Vor- und Nachteile verschiedener <i>Tuning</i>-Methoden</li> <li>- manöver- oder streckenabhängiges <i>Tuning</i> sinnvollste Wahl</li> </ul>
4.4.1 Arbeitsraum	<ul style="list-style-type: none"> <li>- nur inverse Kinematik für Hexapoden i. A. einfach berechenbar</li> <li>- Vorpositionierung hauptsächlich bei Schlittensystemen (o. ä.) sinnvoll</li> </ul>
4.4.2 Systemdynamik	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Methoden zur Systemidentifikation von Bewegungsplattformen</li> <li>- Simulatordynamikmodell in Weltkoordinaten</li> <li>- Dynamikkompensationsregler</li> </ul>



## 5 Resultierende neue Motion-Cueing-Algorithmen

Im diesem Kapitel werden zunächst zwei neuentwickelte *Motion-Cueing*-Ansätze vorgestellt, deren Struktur von den im letzten Kapitel herausgearbeiteten Erkenntnissen maßgeblich beeinflusst wurde. Nach einer Bewertung dieser *Motion-Cueing*-Algorithmen erfolgt eine Betrachtung im Zusammenhang der gesamten Aktionskette, in die ebenfalls Schlussfolgerungen aus dem vorangegangenen Kapitel einfließen.

Der Fokus dieser Arbeit und der im 4. Kapitel geführten Diskussionen liegt auf dem Aufbau und den allgemeingültigen Wirkprinzipien von *Motion-Cueing*-Algorithmen. Bei dem Entwurf spezifischer Algorithmen sind darüber hinaus auch verschiedene Randbedingungen zu beachten, die sich von Fall zu Fall stark unterscheiden können. Die wichtigsten Randbedingungen sind dabei

- Grenzen und Art des Bewegungssystems
- Art der Nutzung
- vorhandene Schnittstellen für die Ansteuerung des Bewegungssystems.

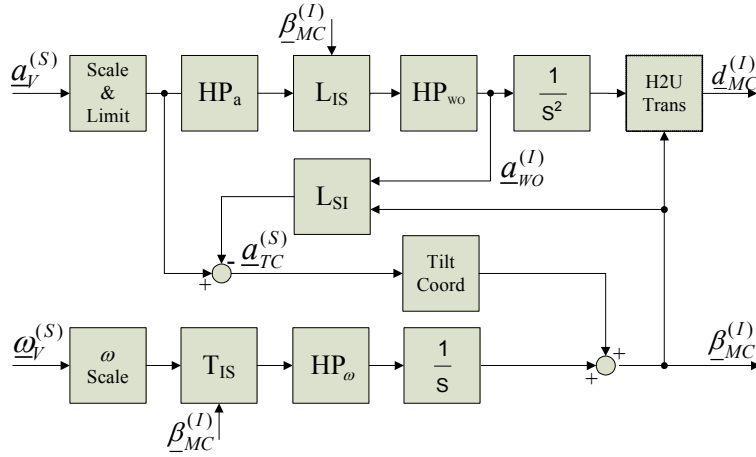
Jedoch können auch andere Faktoren, wie z. B. eine notwendige oder maximale Simulationsfrequenz oder die Systemeigenschaften der Rechner-Hardware, auf der die Algorithmen ausgeführt werden eine Rolle spielen.

Die Strukturen der neuen Algorithmen sind speziell für die gegebenen Randbedingungen des DLR-Fahrsimulators SimCar entwickelt worden. Dessen Arbeitsraum sowie die Simulator-dynamik sind in Kapitel 4.4 bzw. in Anhang A beschrieben. Als Schnittstelle sind Bewegungsvorgaben (Positionen oder Beschleunigungen) in Weltkoordinaten vorgesehen. Das Haupteinsatzgebiet, welches bei dem Design der im Folgenden beschriebenen Algorithmen berücksichtigt wurde, ist die Nutzung des Simulators als Testwerkzeug für Fahrerassistenzsysteme. Beide Ansätze basieren auf dem Aufbau des *Classical Washout* (Kapitel 3.1.1). Der besseren Übersichtlichkeit wegen beschränkt sich die Beschreibung der Algorithmen auf die Änderungen gegenüber dieser Struktur und die aus dessen Änderungen resultierenden Auswirkungen auf die Funktionsweise der Algorithmen. In der Bewertung der neuen Ansätze werden theoretische Betrachtungen sowie erste praktische Erfahrungen mit beiden Algorithmen erörtert.

### 5.1 Fast Tilt Coordination

Die erste Änderung beim *Fast-Tilt-Coordination*-Algorithmus (FTC) gegenüber dem herkömmlichen Ansatz ist die Verwendung der Fahrzeugbeschleunigungen anstelle der spezifischen Kräfte (Abbildung 5-1). Wie in Kapitel 4.2.3 dargelegt, hat dies den Vorteil, dass die *Washout*-Charakteristik unabhängig von der eigentlichen Signalfilterung eingestellt werden kann. Nach der Skalierung am Eingang des FTC werden die Fahrzeugbeschleunigungen begrenzt (s. Kapitel 4.2.5). Die durch die maximalen Neigungswinkel der Bewegungsplattform von etwa 21° vorgegebenen, maximal darstellbaren Beschleunigungen liegen zwar

bei 3,5 m/s<sup>2</sup>, jedoch würde bei einer solchen Neigung der Bewegungsspielraum in allen anderen Raumrichtungen drastisch reduziert werden (s. Kapitel 4.4.1 oder Anhang D). Um dies zu verhindern, werden die skalierten translatorischen Eingangssignale auf  $\pm 2$  m/s<sup>2</sup> begrenzt. Da im Fokus der Anwendung hauptsächlich Fahrmanöver mit gemäßigten fahrdynamischen Eigenschaften stehen und die korrekte Darstellung von extremen Manövern keine grundsätzliche Anforderung darstellt, führt diese Begrenzung zu keiner wesentlichen Verfälschung der wahrgenommenen Fahrzeugbeschleunigungen.



**Abbildung 5-1: Struktur des Fast-Tilt-Coordination-Algorithmus. „H2U Trans“: Optionale Komponente für eine Drehung um den Fahrerkopf (H)**

Als wesentliches Grundelement des FTC wird die ideale Filterstruktur eingeführt, welche ebenfalls in Kapitel 4.2.3 vorgestellt wurde. Die Rückführung des durch den Hochpass gefilterten Signals geschieht jedoch nicht direkt an dessen Ausgang ( $\underline{a}_{TC}^{(S)} = \underline{a}_{V,sc}^{(S)} - \underline{a}_{HP}^{(S)}$ ), da ansonsten die anschließende Washout-Filterung das Gesamtsignal verfälschen würde. Aus diesem Grund wird das Signal am Ausgang des Washout-Filters  $\underline{a}_{wo}^{(I)}$  zurück ins simulatorfeste Koordinatensystem transformiert und von den skalierten Eingangsbeschleunigungen  $\underline{a}_{V,sc}^{(S)}$  abgezogen. So kann die Charakteristik der hochfrequenten, direkt über eine Positionsänderung des Simulators dargestellten Signale direkt eingestellt werden und alle verbleibenden Signalanteile werden über die Tilt Coordination präsentiert. Da bei diesem Algorithmus auf eine Begrenzung der Drehrate verzichtet wird (s. Kapitel 4.2.4), kann eine nahezu vollständige Darstellung der skalierten Eingangssignale erreicht werden:

$$\underline{a}_{MCA}^{(S)} = \underline{L}_{SI} \cdot \underline{a}_{wo}^{(I)} + \underline{g} \cdot \begin{bmatrix} \sin \theta_{MC} \\ -\sin \varphi_{MC} \cdot \cos \theta_{MC} \\ 0 \end{bmatrix} \approx \underline{a}_{V,sc}^{(S)} \quad (5.1)$$

Die einzigen Abweichungen von den skalierten und limitierten Beschleunigungen resultieren aus den systembedingten Begrenzungen (Kapitel 4.2.5 und 4.4.1) für die Positions- und Orientierungsvorgaben des Motion-Cueing-Algorithmus  $\underline{d}_{MC}^{(I)}$  und  $\underline{\beta}_{MC}^{(I)}$ . Aufgrund der, insbesondere bei Hexapoden, sehr eingeschränkten Möglichkeiten, translatorische Beschleunigungen direkt darzustellen, führt diese Methodik zum Teil zu sehr hohen Drehgeschwindigkeiten, die dem Algorithmus seinen Namen geben. Wie in Kapitel 4.2.4 verdeutlicht, verursachen diese Drehungen translatorische Beschleunigungen des Kopfes in Abhängigkeit der Drehgeschwindigkeit sowie der Entfernung zwischen Drehpunkt und Fahrerkopf. Die

beste Möglichkeit diese zusätzlichen Beschleunigungen des Fahrerkopfes zu vermeiden ist es, den Drehpunkt der *Tilt Coordination* in die Kopfposition zu legen. Die entsprechenden Berechnungen sind in Kapitel 4.2.4 angegeben und im Block „H2U Trans“ in Abbildung 5-1 enthalten. Ohne diese Komponente erfolgen die Drehungen um den Mittelpunkt der Basisplattform des Hexapods (im Falle des DLR-Simulators SimCar ist dies die obere Plattform; s. a. Anhang A). Die beiden Varianten sind im Folgenden auch vereinfacht als FTC<sub>U</sub> (Drehpunkt Basisplattform) und FTC<sub>H</sub> (Drehpunkt Fahrerkopf) bezeichnet.

Für alle weiteren, hier nicht näher angegebenen Komponenten des FTC wird die Struktur des *Classical Washout* beibehalten (vgl. Abbildung 3-1, Abbildung 5-1).

Die Parametrierung des Algorithmus (Anhang F) erfolgte anhand eines streckenabhängigen Tunings (s. Kapitel 4.3.2) bezogen auf die bei der Studie MC6 (Anhang G.6) verwendeten Strecken (Kreisverkehr und Bremsstrecke). Die maßgeblich einschränkende Größe war dabei der zur Verfügung stehende Arbeitsraum in den translatorischen Freiheitsgraden. Da ein starker *Washout* als störend empfunden wurde, ergaben sich als favorisierte Parameter vergleichsweise hohe Frequenzen für die translatorischen Hochpassfilter (starke Filterung) und relativ niedrige *Washout*-Filterfrequenzen (schwacher *Washout*-Effekt).

## 5.2 Coordinated Head Rotation

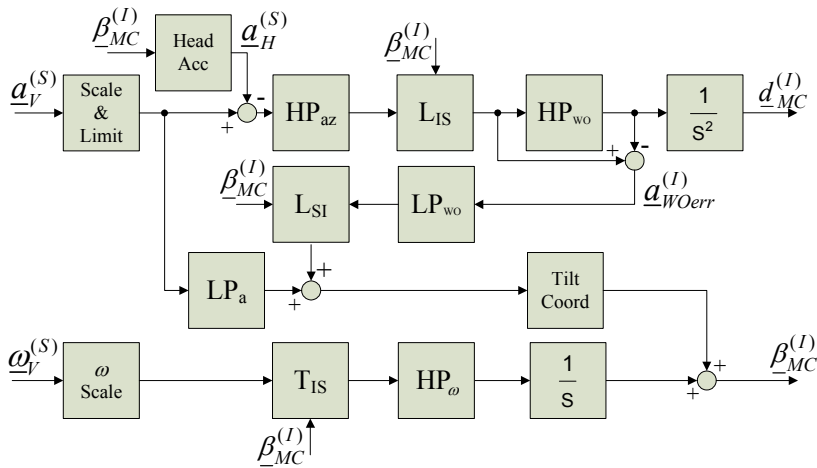
Grundsätzlich verfolgt der *Coordinated-Head-Rotation*-Ansatz (CHR) ein ähnliches Ziel, wie der FTC-Algorithmus: die so weit wie möglich vollständige Darstellung der (skalierten) Fahrzeugbeschleunigungen, welche auch bei diesem Algorithmus anstelle der spezifischen Kräfte als Eingangssignale verwendet werden. Während jedoch die Drehung um den Kopfpunkt beim FTC eine durch die Drehung der Plattform verursachte translatorische Beschleunigung des Kopfes verhindert, wird beim CHR genau diese für die Darstellung der Eingangssignale genutzt. Das heißt, die durch einen Tiefpass gefilterten und mithilfe der *Tilt Coordination* in Plattformdrehungen umgerechneten Fahrzeugbeschleunigungen verursachen zum einen die als translatorische Beschleunigung wahrgenommene Neigung des Simulators und zum anderen eine tatsächliche translatorische Beschleunigung des Fahrerkopfes (vgl. Kapitel 2.4, Gleichung (2.31)). Beide Komponenten werden in die Berechnung der in der Fahrerkopfposition wahrnehmbaren Beschleunigungen  $\underline{a}_H$  einbezogen:

$$\underline{a}_H^{(S)} = \underline{a}_g^{(S)} + \underline{L}_{SI} \cdot \left( \ddot{\underline{\beta}}_{MC}^{(I)} \times \underline{r}_{UH}^{(I)} + \dot{\underline{\beta}}_{MC}^{(I)} \times \left( \dot{\underline{\beta}}_{MC}^{(I)} \times \underline{r}_{UH}^{(I)} \right) \right) \quad (5.2)$$

mit  $\underline{r}_{UH}^{(I)} = -\underline{r}_{HU}^{(I)}$  (s. Abbildung 4-19)

$$\text{und } \underline{a}_g^{(S)} = \underline{g}^{(S)} = \begin{bmatrix} g \cdot \sin \theta_{MC} \\ -g \cdot \cos \theta_{MC} \cdot \sin \varphi_{MC} \\ -g \cdot \cos \theta_{MC} \cdot \cos \varphi_{MC} \end{bmatrix} \text{ nach Gleichung (4.6).}$$

Die direkt über eine Bewegung entlang der Raumachsen darzustellenden Beschleunigungen ergeben sich nun aus der Differenz der skalierten Eingangssignale und der bereits durch  $\underline{a}_H$  dargestellten Signalanteile (s. Abbildung 5-2).



**Abbildung 5-2: Struktur des Coordinated-Head-Rotation-Algorithmus**

Da die Beschleunigung in vertikaler Richtung bei der *Tilt Coordination* und der vorangehenden Filterung nicht behandelt wird, muss diese Komponente im oberen Pfad des Algorithmus noch einmal durch den Hochpass  $HP_{az}$  gefiltert werden. Nach der Transformation ins inertielle Koordinatensystem folgt die *Washout*-Filterung ( $HP_{wo}$ ). Der durch diesen Filter verursachte Fehler wird wieder dem *Tilt-Coordination*-Pfad zugeführt und durch entsprechende Neigungswinkel ausgeglichen. Durch die Tiefpass-Filterung des Fehlersignals mit  $LP_{wo}$  ist gewährleistet, dass die Kompensation nicht zu hochfrequenten Signalanteilen im *Tilt-Coordination*-Pfad führt. Dies würde bei dem hier betrachteten Algorithmus zu unerwünschten Wechselwirkungen führen, da die Änderungsgeschwindigkeit der Plattform-orientierung wiederum einen Einfluss auf den translatorischen Signalpfad hat (s. o.).

Ebenso wie bei der FTC wird auch beim CHR-Algorithmus auf eine Begrenzung der Drehgeschwindigkeiten verzichtet und eine Limitierung der skalierten Eingangsbeschleunigungen eingeführt. Auch in diesem Fall wird für die hier nicht näher behandelten Komponenten des CHR die Struktur des *Classical Washout* beibehalten (vgl. Abbildung 3-1, Abbildung 5-2).

Die Parametrierung des Algorithmus (Anhang F) ist analog zu dem im Zusammenhang mit der FTC geschilderten Vorgehen erfolgt. Da geringere Drehgeschwindigkeiten, höhere darzustellende translatorische Beschleunigungen erfordern, diese jedoch durch den stark eingeschränkten Bewegungsraum in den translatorischen Freiheitsgraden begrenzt sind und ein starker *Washout* als störend empfunden wurde, galt es, über die Parametervariation der Filter eine möglichst gute Balance zwischen den Drehgeschwindigkeiten und den horizontalen Bewegungen zu finden. Durch die resultierenden und vergleichsweise hohen Frequenzen des Tiefpassfilters (schwache Filterung) wird ähnlich wie bei der FTC ein Großteil des Signals über die *Tilt Coordination* dargestellt. Durch die Verwendung einer Filterstruktur mit Tiefpassfilter enthalten diese Signale jedoch weitaus geringere Rucke als es bei einer Filterstruktur mit Hochpassfilter der Fall ist (vgl. Kapitel 4.2.3).

## 5.3 Bewertung der neuen Ansätze

In diesem Abschnitt werden zunächst die charakteristischen Eigenschaften der beiden in den vorangehenden Kapiteln vorgestellten Algorithmen dargestellt (Kapitel 5.3.1). Dabei werden drei Varianten betrachtet:

- der FTC mit Drehpunkt in der Mitte der Basisplattform (FTC<sub>U</sub>),
- der FTC mit Drehpunkt im Fahrerkopf (FTC<sub>H</sub>) und
- der CHR.

Als Referenz dient dabei der *Classical Washout*. Neben einem Vergleich der Ausgangssignale der unterschiedlichen Algorithmen werden auch, im Rahmen einer Simulatorstudie erhobene, subjektive Bewertungen betrachtet. Anschließend erfolgt in Kapitel 5.3.2 die Einordnung in den Gesamtkontext einer Fahrsimulation unter Berücksichtigung der in dieser Arbeit eingeführten methodischen Verbesserungen.

### 5.3.1 Analyse der charakteristischen Eigenschaften

Für die Bewertung des FTC in den beiden Varianten mit Drehpunkt in der Plattformmitte und mit Drehpunkt im Fahrerkopf (mit und ohne „H2U-Trans“-Block in Abbildung 5-1) sowie des CHR, werden zunächst die Eingangsgrößen mit den, durch den jeweiligen Algorithmus verursachten, Beschleunigungen

$$\underline{a}_{MC}^{(S)} = \underline{L}_{SI} \cdot \ddot{\underline{d}}_{MC}^{(I)} + \underline{a}_g^{(S)} \quad (5.3)$$

verglichen. Darüber hinaus dient der *Classical Washout* (Kapitel 3.1.1) mit einem über die ersten Versuche hinweg (MC1 - MC4, s. Anhang G.1 bis G.4) optimierten *Tuning* als Referenz. Für die interessantesten Freiheitsgrade ( $a_{V,x}$ ,  $a_{MC,x}$ ,  $\omega_{V,y}$  und  $\dot{\theta}_{MC}$  für längsdynamische Fahrmanöver sowie  $a_{V,y}$ ,  $a_{MC,y}$ ,  $\omega_{V,x}$  und  $\dot{\phi}_{MC}$  für querdynamische Manöver) sind typische, bei realen Autofahrten vorkommende Signalverläufe ausgewählt worden. Diese sind für alle vier *Motion-Cueing*-Algorithmen in Abbildung 5-3 und Abbildung 5-4 dargestellt. Da die Skalierung der Fahrzeugsignale für die vier Ansätze identisch ist und somit die Formtreue gegenüber dem Eingangssignal das wesentliche Unterscheidungsmerkmal darstellt, werden die Ausgangswerte mit den skalierten und limitierten Eingangswerten verglichen (Abbildung 5-3), wobei sämtliche dargestellten Fahrzeugbeschleunigungen mit dem Faktor 0,5 skaliert sind.

Beim *Classical Washout* ist trotz der zugelassenen höheren Drehraten, welche in der Studie MC5 bevorzugt wurden (vgl. Kapitel 4.2.4 und Anhang G.5), der Phasenfehler deutlich zu erkennen. Beim FTC mit Drehpunkt in der Plattformebene oberhalb des Fahrers  $P_{S,U}$  zeigen sich die drehgeschwindigkeitsabhängigen, hochfrequenten translatorischen Beschleunigungskomponenten, welche durch die Drehung um den Fahrerkopf vermieden werden können. Der FTC mit Drehpunkt im Fahrerkopf sowie der CHR zeichnen sich durch Signalverläufe der translatorischen Beschleunigungen aus, die den (skalierten) Eingangssignalen stark ähneln bzw. über weite Bereiche mit diesen identisch sind ( $a_x$  in Abbildung 5-3 und  $a_y$  in Abbildung 5-4). Zu beachten ist, dass die arbeitsraumbedingte Limitierung der Beschleunigung auf  $2 \text{ m/s}^2$  (s. a. Kapitel 4.2.5) zu einer weiteren Abweichung von den nicht dargestellten unlimitierten Eingangssignalen darstellt. Da diese jedoch für alle vier Algorithmen gleich groß ist, hat sie auf deren Vergleich zueinander keine Auswirkung. Beim CHR führt die Tiefpassfilterung des Rückführsignals, d. h. des *Washout*-Fehlersignals, zu einer zusätzlichen Ungenauigkeit. Dies ist insbesondere bei einem hochfrequenten, im Verlauf des Längsbeschleunigungssignals  $a_x$  in Abbildung 5-3 vorkommenden Beschleunigungssprunges zu erkennen.

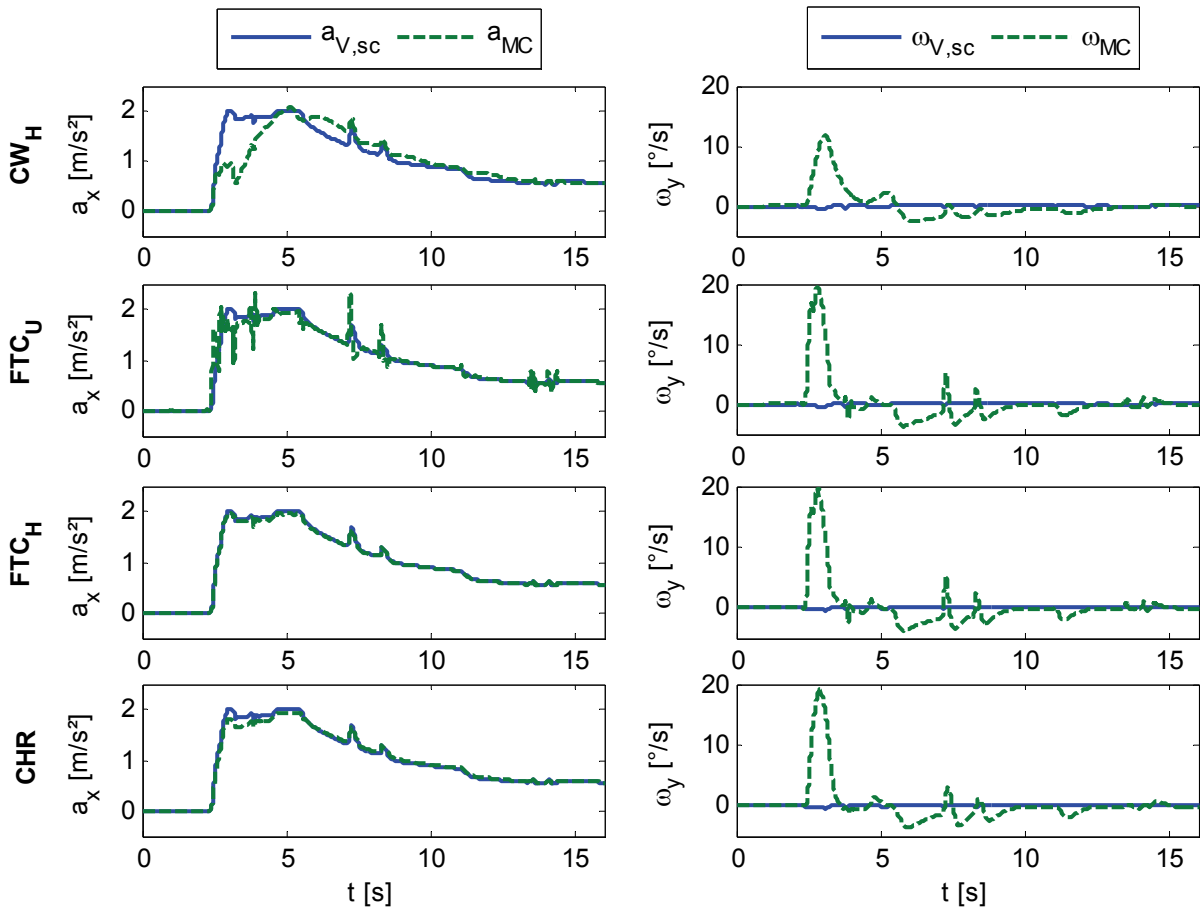


Abbildung 5-3: Längsbeschleunigung und Drehgeschwindigkeit des Fahrerkopfes bei einer Fahrzeugbeschleunigung; Vergleich der Ausgangsdaten unterschiedlicher *Motion-Cueing*-Algorithmen

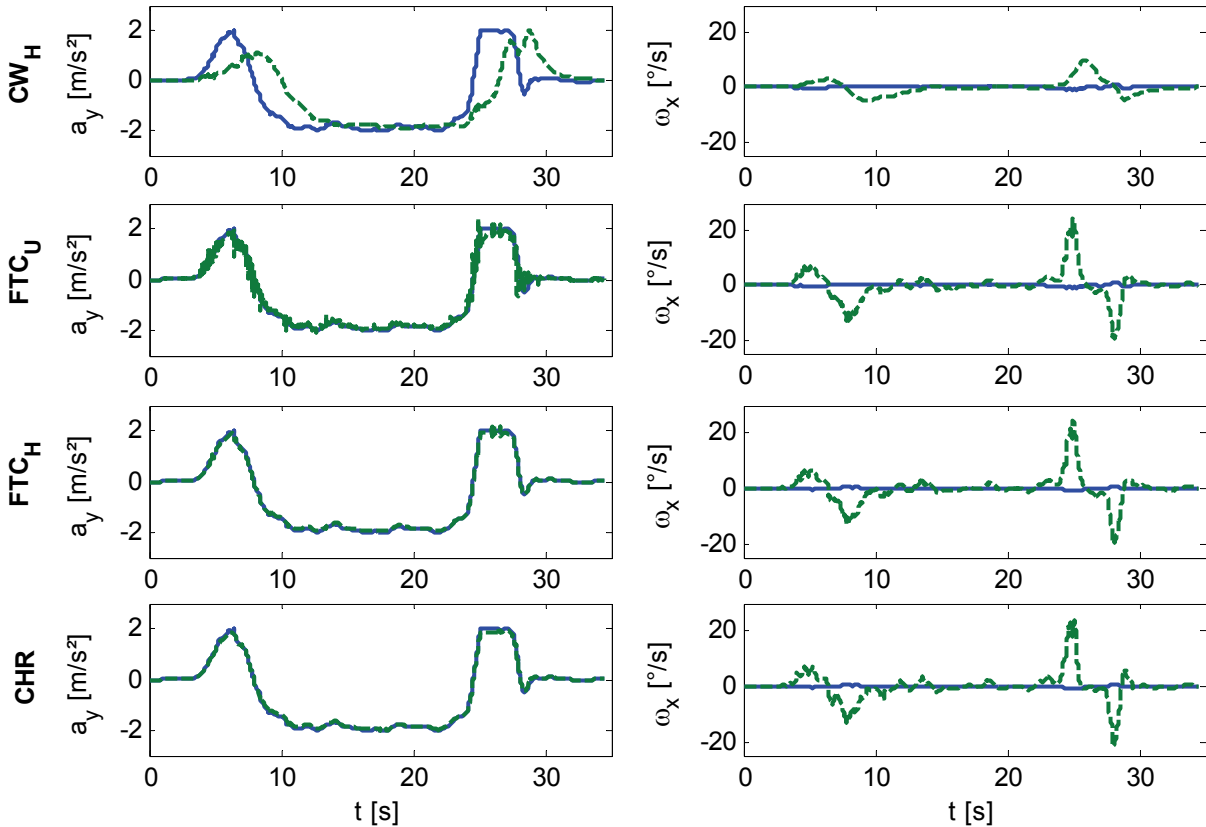
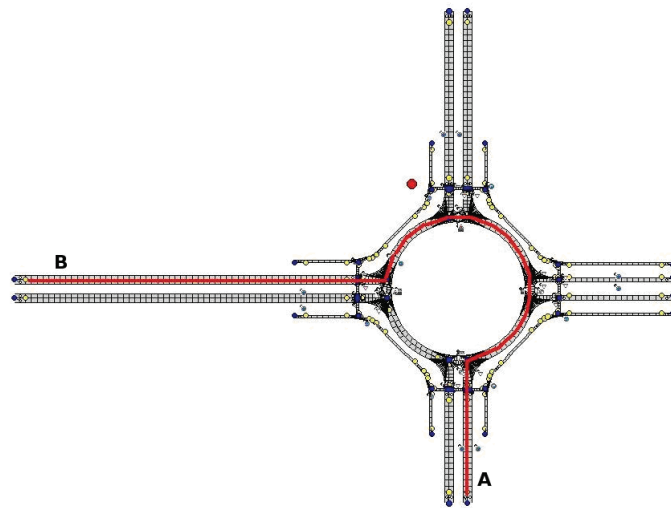


Abbildung 5-4: Querbewegung und Drehgeschwindigkeit des Fahrerkopfes bei einer Fahrt in einem Kreisverkehr; Legende wie in Abbildung 5-3

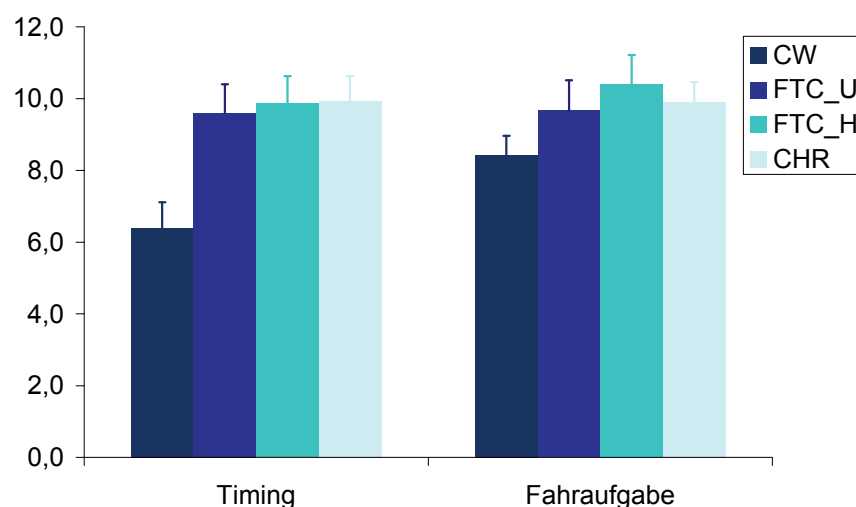
Die hohe Korrelation zwischen Eingangs- und Ausgangsbeschleunigungen ist allerdings nur durch einen im Vergleich zum *Classical Washout* größeren Fehler bei den Drehgeschwindigkeiten  $\omega_y$  zu erreichen.

Alle vier Algorithmen sind im Rahmen der letzten Studie MC6 (s. Anhang G.6) verwendet und von den Probanden bewertet worden. Die Strecke, welche signifikante, aussagekräftige Unterschiede bei der Bewertung der verschiedenen Algorithmen bewirkte, war ein Kreisverkehr, der zu drei Vierteln mit einer Geschwindigkeit von ca. 50 km/h durchfahren wurde, wobei Querbeschleunigungen von durchschnittlich 0,5g während der Ein- und Ausfahrt und von ca. 0,25g während der stationären Kreisfahrt erreicht wurden (s. Abbildung 5-4 und 5-5).



**Abbildung 5-5: Kreisverkehr der Studie MC6; A: Startpunkt der Fahrt; B: Zielpunkt der Fahrt**

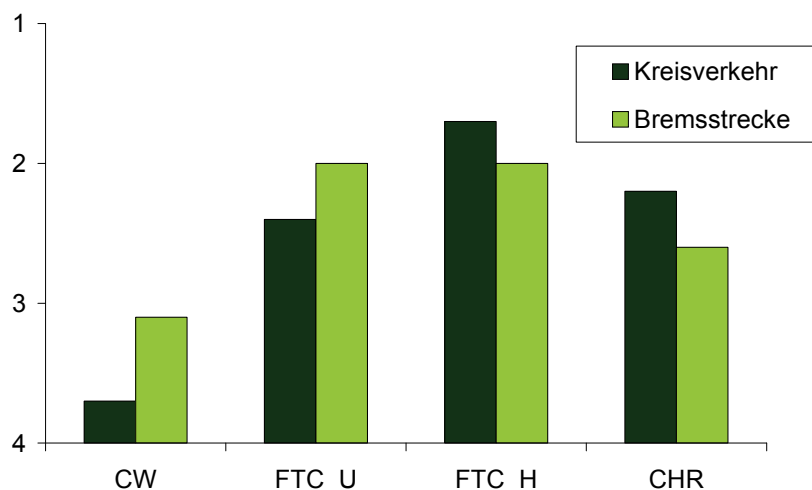
Die in Anhang G.6 näher beschriebenen Fragebögen umfassten sowohl direkte Bewertungen der gefahrenen Algorithmen (in den Kategorien: „Stärke und Timing der Bewegungsrückmeldung“, „Erfüllung der Fahraufgabe“ und „Auf tretende Übelkeitssymptome“) als auch einen Paarvergleich (s. a. Kapitel 4.1.1). Abbildung 5-6 zeigt die Bewertungen der vier Kategorien als Mittelwert mit Standardfehler über alle Probanden.



**Abbildung 5-6: Bewertung der zwei Fragebogenkategorien „Timing“ und „Fahraufgabe“ bezogen auf den Kreisverkehr aus der Studie MC6 auf einer Skala von 1 (sehr unrealistisch) bis 15 (sehr realistisch)**

In den Kategorien „Timing“ und „Fahraufgabe“ schneidet der *Classical Washout* am schlechtesten ab, d. h. das Timing bei den neuen Ansätzen wurde als besser empfunden, wodurch auch die Fahraufgabe leichter durchzuführen war. Die Unterschiede bei den Bewertungen der übrigen drei Ansätze sind eher gering, jedoch mit einer leicht positiven Tendenz zu einer Favorisierung des FTC mit Drehpunkt in der Fahrerkopfposition (FTC<sub>H</sub>). Ein ANOVA-Test bestätigt die statistische Relevanz bei beiden dargestellten Kategorien.

Aus den Paarvergleichen ist für jeden Probanden eine Rangreihenfolge der vier Algorithmen gebildet worden (Platz 1 bis 4). Der jeweilige mittlere Rang der Algorithmen ist in Abbildung 5-7 dargestellt.



**Abbildung 5-7: Rangordnung der vier Algorithmen aus der Studie MC6 für beide befahrenen Strecken; Ergebnisse jeweils gemittelt über alle Probanden**

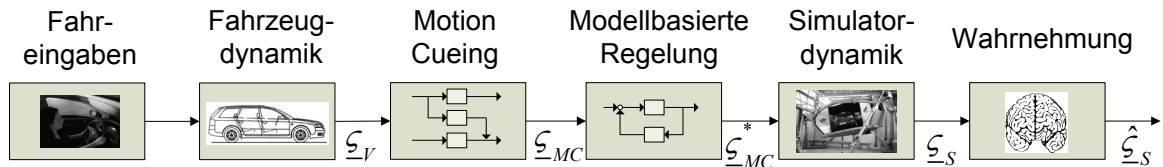
Zur statistischen Bewertung dieses Ergebnisses ist der ebenfalls in Kapitel 4.1.1 beschriebene Konkordanztest von Kendall herangezogen worden. Hier zeigt sich bei einer Konkordanz von  $W=0,44$  ( $QSR=218$ , max.  $QSR=500$ ), dass die Rangreihenfolgen der Probanden stark signifikant übereinstimmen ( $QSR>175,3$ ). Bei dieser Analyse zeigt sich erneut, dass der FTC mit Fahrerkopf-Drehpunkt bevorzugt wird. Dahinter folgt bei einem überwiegenden Teil der Probanden der CHR-Ansatz vor dem FTC mit Plattform-Drehpunkt und mit deutlichem Abstand der *Classical Washout*. Bei der Fahrt durch den Kreisverkehr ergab die Bewertung bei neun von zehn Probanden den letzten Platz für den *Classical Washout* in der jeweiligen Rangreihenfolge.

Zusammenfassend können beide neuen Algorithmen für den Einsatz in der Fahrsimulation als deutlich effektiver angesehen werden als der klassische Ansatz. Im direkten Vergleich der beiden neu entwickelten Ansätze erscheint der FTC mit Drehpunkt im Fahrerkopf als der geringfügig überlegene. Jedoch könnte bei Bewegungssystemen mit größerem Arbeitsraum (z. B. Hexapod kombiniert mit XY-Schlitten) möglicherweise der CHR besser abschneiden, da hier ein größerer Signalanteil über horizontale Bewegungen dargestellt werden könnte. Die dadurch möglichen geringeren Drehgeschwindigkeiten hätten für diesen Algorithmus voraussichtlich einen positiven Effekt.



### 5.3.2 Einordnung in den Kontext der Simulation

Wie bereits mehrfach im Verlauf dieser Arbeit verdeutlicht, sind neben der Gestaltung der *Motion-Cueing-Algorithmen* und damit der Berechnung der Bewegungsvorgaben für den Simulator, noch weitere Faktoren für die Güte der Bewegungssimulation relevant. Die wichtigsten darunter sind die Validität der Fahrzeugdynamiksimulation, die Dynamik des Bewegungssystems sowie die Gewichtung verschiedener Effekte hinsichtlich der menschlichen Bewegungswahrnehmung (Abbildung 5-8).



**Abbildung 5-8: Aktionskette des Fahrsimulators inklusive modellbasierter Regelung.**

Die Erstellung und Überprüfung eines Fahrzeugmodells für eine realistische Fahrdynamiksimulation war nicht Gegenstand dieser Arbeit. Die für den Test und den Vergleich der *Motion-Cueing-Algorithmen* verwendeten Beschleunigungskurven sind jedoch mit Messdaten aus realen Fahrten bzw. Angaben aus der Literatur abgeglichen worden und liegen in der Größenordnung von bei Realfahrten auftretenden Beschleunigungen.

In Bezug auf die Simulatordynamik wurde sowohl das zur Verfügung stehende System identifiziert als auch eine Regelung entwickelt, die dieser Dynamik entgegenwirken soll (Kombiregler aus Kapitel 4.4.2). Zusammen mit den vorgestellten *Motion-Cueing-Algorithmen* sorgen diese Komponenten für eine gute Abbildung der Fahrdynamiksignale. In Abbildung 5-9 und Abbildung 5-10 wird der FTC (Drehpunkt  $P_{S,H}$ ) mit Kombiregler (Kapitel 4.4.2) mit einem *Classical Washout* ohne Regelung verglichen, um die Verbesserungen gegenüber dem Ausgangszustand bei Beginn dieser Arbeit zu verdeutlichen. In den unteren Graphiken sind die Ausgangssignale des Wahrnehmungsmodells (WM) dargestellt (s. Kapitel 2.2.3, letzter Absatz).

Die verbesserte Variante mit FTC und Kombiregler weicht bei Fahrdynamiksignalen von bis zu  $2 \text{ m/s}^2$  (größere Werte werden gekappt - vgl. Kapitel 4.2.5) in keinem Fall mehr als  $0,1g$  vom Verlauf des Eingangssignals ab. Der Einfluss der höheren Drehgeschwindigkeiten bei dieser Variante wird durch den Tiefpasscharakter der Drehbeschleunigungswahrnehmung reduziert (s. Abbildung 5-9, unten), so dass die wahrgenommenen Drehgeschwindigkeiten zwar noch deutlich oberhalb der Wahrnehmungsschwelle von  $3 \text{ }^\circ/\text{s}$  liegen, allerdings nur noch unwesentlich größer sind als bei der Nutzung des *Classical Washout* ohne Regelung.

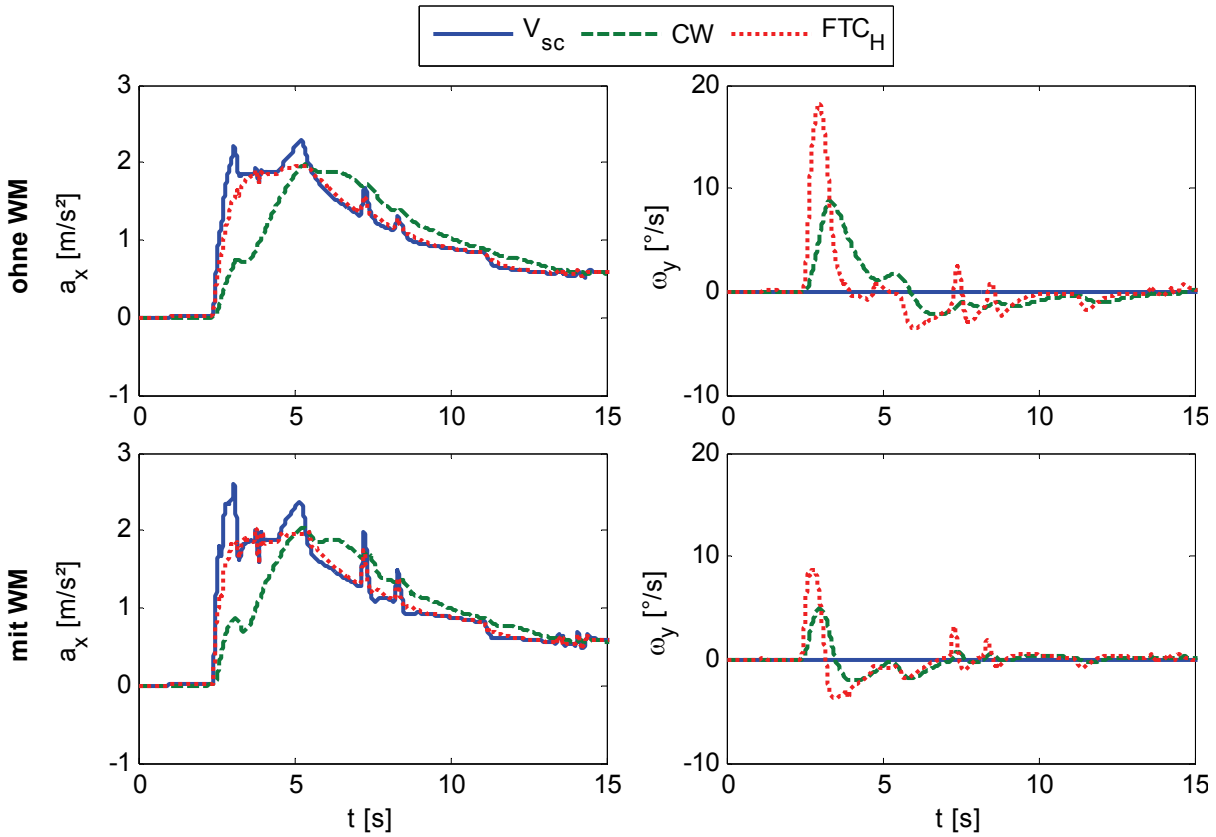


Abbildung 5-9: Längsbeschleunigung und korrespondierende Drehgeschwindigkeit des Fahrerkopfes beim *Classical Washout* ohne Regelung und der *Fast Tilt Coordination* mit Kombiregler; Dargestellte  $\underline{\zeta}_S$  (oben) und wahrgenommene Bewegungsgrößen  $\hat{\underline{\zeta}}_S$  (unten)

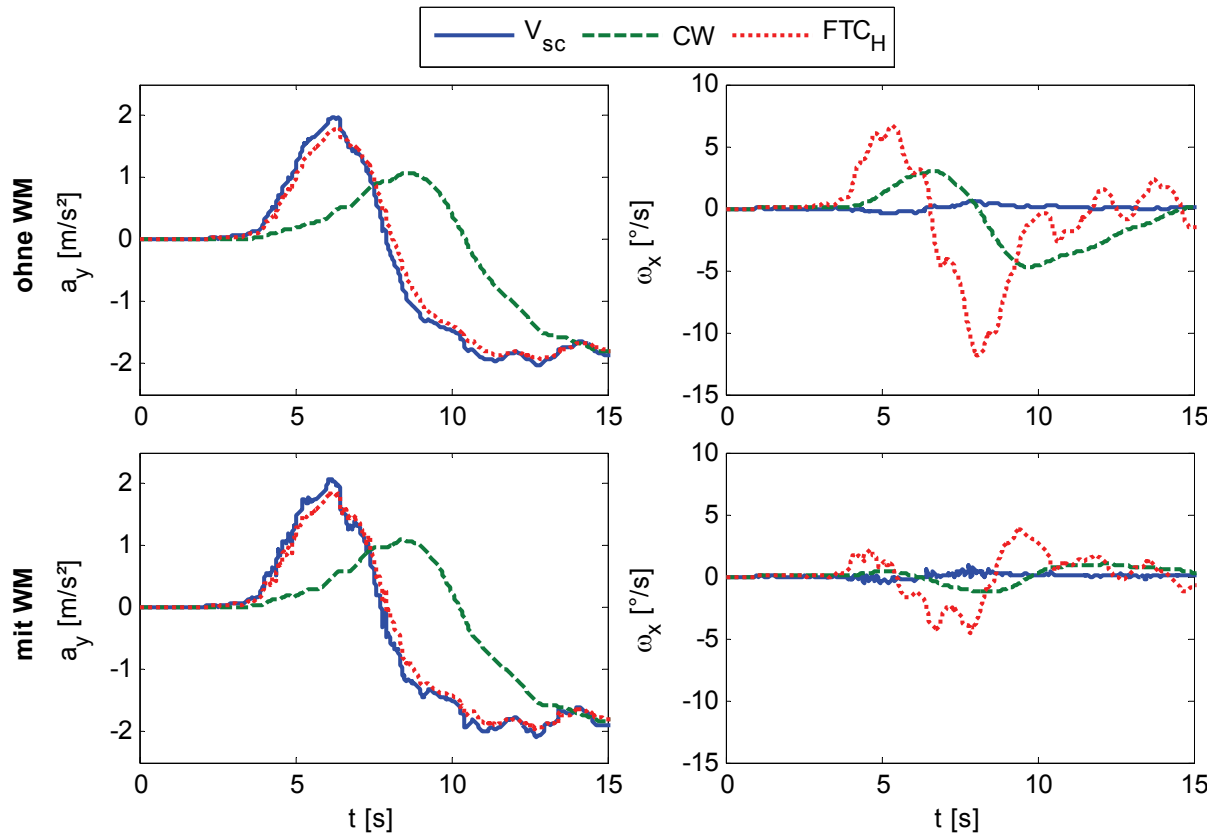
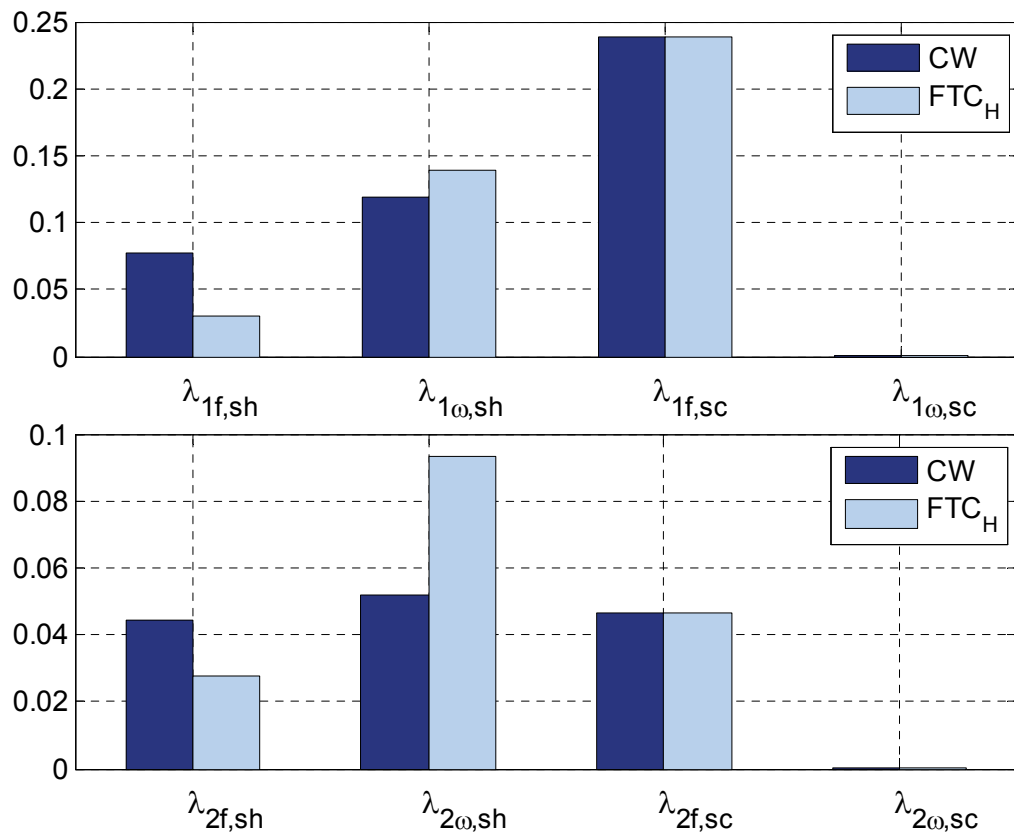


Abbildung 5-10: Querbeschleunigung und korrespondierende Drehgeschwindigkeit des Fahrerkopfes beim *Classical Washout* ohne Regelung und der *Fast Tilt Coordination* mit Kombiregler; vgl. Abb. 5-9

Die in Kapitel 4.1.3 eingeführten Gütekriterien zur Bewertung des *Motion-Cueing*-Fehlers  $\underline{e}_{MC}$ , aufgeteilt nach den Form- und Skalierungsfehlern der translatorischen Beschleunigungen ( $\lambda_{1f,sc}, \lambda_{1f,sh}$ ), den Rucken in diesen Freiheitsgraden ( $\lambda_{2f,sc}, \lambda_{2f,sh}$ ), den Drehgeschwindigkeiten ( $\lambda_{1\omega,sc}, \lambda_{1\omega,sh}$ ) sowie den Drehbeschleunigungen ( $\lambda_{2\omega,sc}, \lambda_{2\omega,sh}$ ), sind für das in Abbildung 5-9 dargestellte Längsbeschleunigungsmanöver berechnet worden. Der Vergleich der Fehlerwerte der acht Fehlerkriterien in Abbildung 5-11 verdeutlicht die Reduktion der translatorischen Formfehler  $\lambda_{1f,sh}$  und  $\lambda_{2f,sh}$  bei einer gleichzeitigen Vergrößerung der rotatorischen Formfehler  $\lambda_{1\omega,sh}$  und  $\lambda_{2\omega,sh}$  beim FTC-Algorithmus.



**Abbildung 5-11: Einzelfehler des in Kapitel 4.1.3 eingeführten Gütekriteriums für den *Classical Washout* ohne Regelung gegenüber der *Fast Tilt Coordination* mit Kombiregler**

In Kapitel 4.2.4 konnte gezeigt werden, dass translatorische Formfehler gegenüber rotatorischen Formfehlern einen größeren Einfluss auf den Bewegungseindruck haben und daher höher gewichtet werden müssen. Da in dieser Arbeit jedoch nur der generelle Effekt untersucht wurde und die umfangreiche Bestimmung eines vollständigen Gütekriteriums (s. a. Kapitel 4.1.3) mit quantifizierten Gewichtungsfaktoren nicht im Fokus dieser Arbeit stand, werden bei der hier gezeigten Darstellung alle Faktoren mit einem Wert von eins gleich gewichtet.

Insgesamt konnte mit dem neu entwickelten Motion-Cueing-Algorithmus und der zusätzlichen Komponente der modellbasierten Regelung eine deutliche Verbesserung gegenüber dem Ausgangszustand erreicht werden.

## 5.4 Zusammenfassung der neuen Algorithmen

Aufbauend auf den im Laufe dieser Arbeit gesammelten Erfahrungen wurden zwei Algorithmen für den Einsatz bei Studien zur Erprobung von neuen Fahrerassistenzsystemen im DLR-Fahrsimulator SimCar entwickelt: die *Fast-Tilt-Coordination* (FTC) und die *Coordinated-Head-Rotation* (CHR). In beiden Algorithmen werden die folgenden im 4. Kapitel behandelten Prinzipien berücksichtigt:

- Vermeidung von Signalverlusten bei der Filterung durch Implementierung der idealen Filterstruktur (Kapitel 4.2.3)
- unabhängig einstellbarer *Washout* durch die Verwendung von Beschleunigungen anstelle der sonst üblichen spezifischen Kräfte (Kapitel 4.2.3)
- keine Begrenzung der durch die *Tilt-Coordination* verursachten Drehgeschwindigkeiten auf Werte unterhalb der Wahrnehmungsschwelle (Kapitel 4.2.4), wodurch eine Reduktion des Phasen- bzw. Formfehlers erreicht wird
- Begrenzung der skalierten Fahrzeugbeschleunigungen auf  $2 \text{ m/s}^2$  zur besseren Ausnutzbarkeit des Arbeitsraumes bei (üblicherweise vorliegenden) Beschleunigungen unterhalb dieses Grenzwertes (Kapitel 4.2.5)

Der wesentliche Unterschied zwischen den beiden Ansätzen liegt im funktionellen Umgang mit den entstehenden Drehgeschwindigkeiten: Während beim FTC versucht wird, die falschen *Cues* durch eine Verlagerung des Drehpunktes in die Kopfposition des Fahrers zu verringern, berücksichtigt die CHR die entstehenden zusätzlichen Beschleunigungen bei der Berechnung des hochfrequenten translatorischen Signalanteils.

Ein weiterer Unterschied ist der Aufbau der idealen Filterstruktur: Bei der FTC wird das hochfrequente translatorische Signal direkt durch die Filterung mit zwei Hochpassfiltern (Beschleunigungs- und *Washout*-Filter) bestimmt und zur Berechnung des *Tilt-Coordination*-Signals zurückgeführt. Bei der CHR dagegen wird zunächst das *Tilt-Coordination*-Signal über die Verwendung eines Tiefpassfilters direkt bestimmt. Die resultierenden Drehwinkel und Drehgeschwindigkeiten fließen nun in die Berechnung der darzustellenden translatorischen Beschleunigungen ein. Da die notwendige *Washout*-Filterung in diesem Fall zu einem deutlichen Fehler in der Darstellung der Fahrzeugbeschleunigungen führt, wird der tieffrequente Anteil dieses *Washout*-Fehlers zurückgeführt und durch die *Tilt-Coordination* kompensiert.

Die Analyse der beiden Ansätze ergibt, dass der *Fast-Tilt-Coordination*-Algorithmus gegenüber der *Coordinated-Head-Rotation* geringfügige Vorteile aufweist und bei einer Simulatorstudie tendenziell besser, d. h. als realistischer bewertet wird. Sowohl objektive als auch subjektive Bewertungen beider Algorithmen zeigen eine deutliche Verbesserung gegenüber dem herkömmlichen *Classical-Washout*.

Die Verwendung einer modellbasierten Regelung zur Bestimmung der Positionsvorgaben der Bewegungsplattform führt zu einer Reduktion des Darstellungsfehlers und ist, unabhängig vom verwendeten Algorithmus, eine weitere Verbesserung hinsichtlich eines realistischen Fahreindrucks. Die Verwendung eines Wahrnehmungsmodells bei der Analyse der *Motion*-

*Cueing*-Algorithmen erweist sich als vorteilhaft und liefert Erklärungsansätze für einige zu beobachtende Effekte.

Eine ausführliche Zusammenfassung aller wesentlichen Ergebnisse und Neuerungen, welche im Rahmen dieser Dissertation erarbeitet wurden, sowie ein Ausblick auf zukünftige Arbeiten, bei denen an die gewonnenen Erkenntnisse angeknüpft werden kann, wird im abschließenden 6. Kapitel gegeben.



## 6 Zusammenfassung

Die Nutzung von Fahrsimulatoren für unterschiedlichste Aufgaben in Entwicklung und Forschung nimmt stetig zu. Bei vielen der mithilfe von Simulatorexperimenten betrachteten Fragestellungen ist eine realistische Bewegungsrückmeldung von großer Bedeutung. Die in dieser Arbeit durchgeführten Analysen und entwickelten Algorithmen zeigen wesentliche, beim Design eines *Motion-Cueing*-Algorithmus zu beachtende Faktoren auf, welche zu einem geeigneten *Motion Cueing* beitragen und somit einer besseren Nutzbarkeit von Fahrsimulatoren dienen.

Eine vollständige Zusammenfassung der im 4. Kapitel ausführlich behandelten Einflussfaktoren beim *Motion Cueing* ist bereits in Abschnitt 4.5 erfolgt. Die aus diesen Erkenntnissen abgeleiteten Algorithmen wurden in Kapitel 5 vorgestellt und bewertet. Eine umfassende Übersicht über ihre wesentlichen Eigenschaften ist in Kapitel 5.4 gegeben. An dieser Stelle sind ausschließlich Komponenten und Methoden aufgeführt, die im Rahmen dieser Arbeit entwickelt oder erstmals im Zusammenhang mit *Motion-Cueing*-Algorithmen eingesetzt wurden und einen wesentlichen Beitrag zur Verbesserung gegenüber herkömmlichen Herangehensweisen darstellen:

- Ideale Filterstrukturen haben sich als die beste Möglichkeit erwiesen, um eine optimale Aufteilung in hoch- und tieffrequente Signalanteile zu realisieren (Kapitel 4.2.3).
- Für die Realisierung von diskret umschaltenden Filterparametern und Skalierungsfunktionen wurde eine Umschaltstrategie erarbeitet, die vom Fahrer wahrnehmbare Artefakte vermeidet (Kapitel 4.2.3).
- Es hat sich gezeigt, dass der Drehpunkt nur für schnellere Drehungen relevant ist. Bei Drehungen mit einer Geschwindigkeit  $> 11 \text{ }^\circ/\text{s}$  wird eine Drehung um den Fahrerkopf leicht bevorzugt (Kapitel 4.2.4).
- Es konnte nachgewiesen werden, dass die Kombination eines großen *Cueing*-Fehlers bei der Drehgeschwindigkeit und eines kleinen Phasenfehlers besser akzeptiert wird, als ein größerer Phasenfehler. D. h. entgegen der vorherrschenden Vorgehensweise, können auch wahrnehmbare Drehbewegungen ausgeführt werden, solange sie zu einer Reduktion des Phasenfehlers führen (Kapitel 4.2.4).
- Die Begrenzung der skalierten Eingangsbeschleunigungen auf die durch das Bewegungssystem maximal darstellbaren Werte ermöglicht die Wahl höherer Skalierungsfaktoren (Kapitel 4.2.5).
- Ein neu entwickelter geregelter Begrenzer ermöglicht die Einhaltung von maximalen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Sollwertvorgaben für die Bewegung des Simulators (Kapitel 4.2.5).
- Bei der Wahl der Methodik für die Parametrierung eines *Motion-Cueing*-Algorithmus hat sich ein streckenabhängiges *Tuning* als sinnvoll herausgestellt. Auf Basis der

Ergebnisse einer Untersuchung des individuellen *Tunings*, wurde dieses als nicht geeignet bewertet (Kapitel 4.3.3).

- Um eine modellbasierte Regelung umsetzen zu können, wurde ein Modell der Simulatordynamik bezogen auf die (kartesischen) Weltkoordinaten entwickelt und anhand realer Messdaten validiert (Kapitel 4.4.2).
- Aufbauend auf diesem Dynamikmodell konnte ein Regler entworfen werden, der eine deutliche Reduktion des durch die Systemträgheit verursachten Phasenfehlers der spür- und messbaren Simulatorbewegungen bewirkt. Darüber hinaus führt die erweiterte nutzbare Bandbreite der darstellbaren Signalfrequenzen zu einer deutlichen Vergrößerung der methodischen Möglichkeiten beim *Motion Cueing* (Kapitel 4.4.2).

Die Berücksichtigung der gewonnenen Erkenntnisse und die Nutzung der neu entwickelten Methoden und *Motion-Cueing*-Komponenten wurden bei der Entwicklung von *Motion-Cueing*-Algorithmen für das Bewegungssystem des DLR-Fahrsimulators genutzt. Im Rahmen dieser Arbeit sind zwei neue Ansätze entworfen worden, die für dieses Bewegungssystem und die Anforderungen, die durch den Einsatz als Testwerkzeug für Fahrerassistenzsysteme an die Bewegungsrückmeldung gestellt werden erfüllen und eine deutliche Verbesserung gegenüber herkömmlichen Algorithmen darstellen. Der *Fast-Tilt-Coordination*-Algorithmus hat dabei gegenüber der *Coordinated-Head-Rotation* geringfügige Vorteile und wird in einer durchgeführten Studie tendenziell besser als dieser, d. h. als realistischer bewertet. Einen großen Anteil an der Realisierung einer realitätsnahen Bewegungssimulation ist auch dem modellbasierten Regler zuzuschreiben.

Vor dem Hintergrund der in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse haben sich zwei Themen als besonders interessant für weitergehende Untersuchungen herauskristallisiert: Eine genauere Betrachtung des Einflusses der Rucke (Ableitungen von Beschleunigungen) auf die menschliche Bewegungswahrnehmung und die Erforschung des optimalen Verhältnisses von Formfehler zu Drehgeschwindigkeitsfehler.

Die Rucke, ein bisher wenig behandeltes Thema, wurden im Rahmen der Studie MC5 (Anhang G.5) analysiert und es bestätigt sich der von GRANT ET AL. [Gra06b] erstmals gezeigte Einfluss der Rucke auf die Wahrnehmung von Beschleunigungen (Kapitel 4.2.6). Darüber hinaus hat sich eine Ruckbegrenzung der Eingangssignale als sinnvoll erwiesen. Aufgrund dieser Ergebnisse erscheint eine explizite Berücksichtigung der Rucke ein großes Potenzial für zukünftige *Motion-Cueing*-Algorithmen zu besitzen, um durch eine bewusste Variation dieser charakteristischen Signalkenngröße bestimmte Bewegungseindrücke zu verstärken oder um störende *Cues* zu maskieren.

Eine wesentliche Änderung gegenüber herkömmlichen Algorithmen ist der Verzicht auf eine Limitierung der Drehgeschwindigkeit bei der *Tilt Coordination*. Dabei konnte grundsätzlich nachgewiesen werden, dass Drehgeschwindigkeiten oberhalb der Wahrnehmungsschwelle akzeptabel sind, wenn sie gleichzeitig zu einer deutlichen Reduktion des Formfehlers der translatorischen Beschleunigungen führen (Kapitel 4.2.4). Das optimale Verhältnis zwischen diesem Formfehler und dem Drehgeschwindigkeitsfehler ist jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht worden. Für eine optimale Parametrierung des *FTC* werden weiterführende Studien zu dieser Thematik als sinnvoll erachtet. Deren Ergebnisse wären gleichzeitig ein



---

Beitrag für die Ausarbeitung eines wahrnehmungsbezogenen Gütekriteriums für *Motion-Cueing*-Algorithmen.

Darüber hinaus ist die derzeitige Parametrierung der beiden neuen Algorithmen für die Eigenschaften des DLR-Fahrsimulators SimCar (Dynamik, Arbeitsraum, etc.) ausgelegt. Interessant wäre es, diese Algorithmen für andere Bewegungssysteme einzusetzen, um sie unter anderen Randbedingungen testen zu können. So ist z. B. zu erwarten, dass der *Coordinated-Head-Rotation*-Algorithmus für die Steuerung eines Simulators mit XY-Schlitten wesentlich besser zu parametrieren ist, als dies bei dem Hexapod-System möglich war. Darüber hinaus könnte auch die Möglichkeit eines direkten Regeleingriffes auf die Steuerung der Hydraulikzylinder zu einer Verbesserung des Systemfolgeverhaltens beitragen.

Bei veränderten Randbedingungen, wie z. B. der Nutzung eines anderen Bewegungssystems oder der Ausrichtung der Fahrsimulation auf einen anderen Zweck als den oben beschriebenen, müssen allerdings auch die Gültigkeit der für die beiden vorgestellten Algorithmen getroffenen Schlussfolgerungen neu überprüft werden. Da alle relevanten Aspekte ausführlich dargestellt und die Gründe für hier getroffene Schlussfolgerungen eingehend erläutert sind, ermöglicht die vorliegende Arbeit auch die Anpassung der vorgestellten Algorithmen oder den Entwurf neuer Strategien, sofern es erforderlich ist. Somit ist diese Arbeit auch als ein Leitfaden für die Gestaltung von neuen *Motion-Cueing*-Algorithmen zu verwenden.

Für den in dieser Arbeit berücksichtigten Anwendungsfall konnte durch die kombinierte Verwendung aller neu entwickelten oder eingeführten Methoden eine deutliche Verbesserung in Bezug auf die Realitätsnähe der Bewegungssimulation erzielt werden.



## Literaturverzeichnis

- [Adv98] Advani, S.: The kinematic design of flight simulator motion-bases. Dissertation (PhD). Delft. TU Delft (1998).
- [Adv01] Advani, S.; Hosman, R.: Integrated Motion Cueing Algorithm and Motion-Base-Design for Vehicle Simulation, aus der Reihe "DSC Europe". Sophia Antipolis (September 2001).
- [Adv02] Advani, S.; Hosman, R.; Haeck, N.: Integrated Design of a motion cueing algorithm and motion-base mechanism for a wright flyer simulator, aus der Reihe "AIAA Paper" (2002).
- [AGA79] AGARD Advisory Group for Aerospace Research & Development: Dynamic characteristics of flight simulation motion systems. Herausgegeben von North Atlantic Treaty Organization. AGARD Advisory Report 144 (September 1979).
- [All94] Allen, R. W.; Rosenthal, T. J.: Requirements for Vehicle Dynamics Simulation Models. Detroit. SAE Transaction Paper 940175 (1994).
- [All04] Allen, R. W.; Park, G.; Cook, M. L.; Rosenthal, T. J.; Aponso, B. L.: Results and Experience from a Large Novice Driver Training Study Paper, aus der Reihe "DSC Europe" (September 2004).
- [All09] Allen, R. W.; Park, G.; Cook, M.: Training and assessment of novice drivers, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2009).
- [Baa86] Baarspul, M.: Flight Simulation Techniques with Emphasis on the Generation of High Fidelity 6 DOF Motion Cues ICAS-86-5.3.3, S. 420–432 (1986).
- [Bel07] Bellmann, T.; Otter, M.; Heindl, J.; Hirzinger, G.: Real-time path planning for an interactive and industrial robot-based motion simulator, aus der Reihe "Motion Simulator Conference". Braunschweig (September 2007).
- [Bel64] Belsley, S. E.: Pilot-Vehicle system simulation. Nr 99. NASA AGARD (1964).
- [Ben04] Bengler, K.; Praxenthaler, M.; Theofanou, D.; Eckstein, L.: Investigation of visual demand in different driving simulators within the ADAM project, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2004).
- [Ben89] Benson, A. J.; Hutt, E. C.; Brown, S. F.: Thresholds for the Perception of Whole Body Angular Movement About a Vertical Axis. In: Aviation, Space and Environmental Medicine, vol. 60, S. 205–213 (1989).
- [Bie99] Bielaczek, C.: Die Auswirkung der aktiven Fahrerbeeinflussung auf die Fahrsicherheit. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Jg. 101, H. 9, S. 714–724 (1999).

- [Boe00] Boer, E. R.; Kuge, N.; Yamamura, T.; Girshick, A.: Experiencing the same Road Twice: A Driver-Centered Comparison between Simulation and Reality, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2000).
- [Boe01] Boer, E. R.; Kuge, N.; Yamamura, T.: Affording Realistic Stopping Behaviour: A Cardinal Challenge for Driving Simulators, aus der Reihe "1st Human Centered Transportation Conference". Iowa City (November 2001).
- [Bon09] Bonev, I.: The true origins of parallel robots. . Online verfügbar unter [http://www.alioindustries.com/articles/true\\_origins\\_parallel\\_robotics.html](http://www.alioindustries.com/articles/true_origins_parallel_robotics.html), zuletzt aktualisiert am 01.02.2009.
- [Bor00] Bortz, J.; Lienert, G.; Boehnke, K. (Hg.): Verteilungsfreie Methoden in der Biostatistik. 2. Aufl.: Springer-Verlag (2000).
- [Bor79] Borah, J.; Young, L. R.; Curry, R. E.: Optimal estimator model for human spatial orientation. In: Joint Automatic Control Conference Proceedings (1979).
- [Bro60] Brown, B. P.; Johnson, H. J.; Mungal, R. G.: Simulator motion effects on a pilots ability to perform a precise longitudinal flying task. NASA TN D-367 (1960).
- [Brü05] Brünger-Koch, M.: Motion parameter tuning and evaluation for the DLR automotive simulator, aus der Reihe "DSC North America". Orlando, Florida (Dezember 2005).
- [Brü06a] Brünger-Koch, M.; Briest, S.; Vollrath, M.: Do you feel the difference? A motion assessment study, aus der Reihe "DSC Asia/Pacific". Tsukuba, Japan (Juni 2006).
- [Brü06b] Brünger-Koch, M.; Briest, S.; Vollrath, M.: Virtual Driving with Different Motion Characteristics - Braking Manoeuvre Analysis and Validation, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (Oktober 2006).
- [Bül07a] Bülthoff, H.: Cognitive and Computational Psychophysics, aus der Reihe "Simona Symposium". Delft, Netherlands (2007).
- [Bül07b] Bülthoff, H.: The MPI motion simulator: A new approach to motion simulation with an anthropomorphic robot arm, aus der Reihe "Motion Simulator Conference". Braunschweig (September 2007).
- [Bur97] Burden, R. L.; Faires, J. D.; Reynolds, A. C. (Hg.): Numerical Analysis 6th edition. Boston: Brooks/Cole (1997).
- [But06] Butler, J.; Smith, S. T.; Beykirch, K.; Bülthoff, H.: Visual vestibular interactions for self motion estimation, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (Oktober 2006).
- [Cha07] Chapron, T.; Colinot, J. P.: The new PSA Peugeot-Citroen Advanced Driving Simulator. Overall design and motion cue algorithm, aus der Reihe "DSC North America". Iowa City (September 2007).

- [Cha08] Challen, J.: Reality bytes. Has Toyota developed the ultimate driving simulator? In: Automotive Testing Technology International, H. März, S. 50–53 (2008).
- [Cla06] Clarion, A.; Leclerc, F.; Petit, C.; Holler, S.; Collet, C.; Mollard, R.: Relevant Indicators to Assess Driver Habituation Period in a Dynamic Simulator, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (Oktober 2006).
- [Cor09] Correia Grácio, B. J.; Wentink, M.; Feenstra, P.; Mulder, M.; van Paassen, M. M.; Bles, W.: Motion feedback in advanced driving manoeuvres, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2009).
- [Cra99] Crane, B. T.; Demer, J. L.: A linear canal-otolith interaction model to describe the human vestibulo-ocular reflex. In: Biological Cybernetics, H. 81, S. 109–118 (1999).
- [Czi08] Czichos, H.; Hennecke, M. (Hg.): Hütte. Das Ingenieurwissen. 33. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag (2008).
- [Dag04] Dagdelen, M.; Reymond, G.; Kemeny, A.: MPC based Motion Cueing Algorithm - Development and Application to the ULTIMATE Driving Simulator, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2004).
- [Dag05] Dagdelen, M.: Restitution des stimuli inertiels en simulation des conduite. Dissertation (PhD). Paris. L'École des Mines, Robotique, Automatique & Informatique temps réel (2005).
- [Dag06] Dagdelen, M.; Berlioux, J. -C.; Panerai, F.; Reymond, G.; Kemeny, A.: Validation process of the ultimate high-performance driving simulator, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (Oktober 2006).
- [Dai90] Daimler-Benz AG (Hg.): Forschungsinstrument Fahrsimulator. Unter Mitarbeit von P. A. Philipp. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH Schriftenreihe der Daimler-Benz AG, Report 11 (1990).
- [Das00] Dasgupta, B.; Mruthyunjaya, T. S.: The Stewart platform manipulator: a review. In: Mechanism and Machine Theory, H. 35 (1), S. 15–40 (2000).
- [Deb08] Deborne, R.; Barthou, A.; Toffin, D.; Reymond, G.; Kemeny, A.: Simulation study of driver stress and performance to an unexpected steering critical event, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2008).
- [Dre04] Drexler, J. M.; Kennedy, R. S.; Compton, D. E.: Comparison of Sickness Profiles from Simulator and Virtual Environment Devices - Implications of Engineering Features, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2004).
- [Fee07] Feenstra, P.; Wentink, M.; Roza, Z. C.; Bles, W.: Desdemona, an alternative moving base design for driving simulation, aus der Reihe "DSC North America". Iowa City (September 2007).

- [Fee09] Feenstra, P.; Wentink, M.; Correia Grácio, B. J.; Bles, W.: Effect of simulator motion space on realism in the Desdemona simulator, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2009).
- [Fis05] Fischer, M.: Testumgebung für Motion-Cueing-Konzepte im Bereich Fahrsimulation. Studienarbeit. Betreut von M. Brüngr-Koch (DLR) und K. Lemmer (TU Braunschweig/DLR). Braunschweig, Germany. TU Braunschweig, Institut für Verkehrsführung und Fahrzeugsteuerung (2005).
- [Fis07] Fischer, M.: A Survey of State-of-the-art Motion Platform Technology and Motion Cueing Algorithms, aus der Reihe "Motion Simulator Conference". Braunschweig, Germany (September 2007).
- [Fis08a] Fischer, M.; Werneke, J.: The new time-variant motion cueing algorithm for the DLR Dynamic Driving Simulator, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2008).
- [Fis08b] Fischer, M.; Heesen, M.; Flemisch, F.: The role of motion cues for the development and evaluation of new advanced driver assistance systems, aus der Reihe "FISITA". München (September 2008).
- [Fis08c] Fischer, M.; Lorenz, T.; Wildfeuer, S.; Oeltze, K.: The impact of different motion cueing aspects concerning the perceived and subjectively rated motion feedback during longitudinal and lateral vehicle control tasks, aus der Reihe "DSC Asia/Pacific". Seoul, Korea (September 2008).
- [For05] Fortmüller, T.; Meywerk, M.: The Influence of Yaw Movements on the Rating of the Subjective Impression of Driving, aus der Reihe "DSC North America". Orlando, Florida (Dezember 2005).
- [Gol71] Goldberg, J. M.; Fernandez, C.: Physiology of peripheral neurons innervating semicircular canals of the squirrel monkey. In: Journal of Neurophysiology, Jg. XXXIV, H. 4 (1971).
- [Gou62] Gough, S. G.: Universal tyre test machine. In: Proceedings of the 9th International FISITA, Bd. 117, S. 117–137 (1962).
- [Gou03] Gouverneur, B.; Mulder, J. A.; van Paassen, M. M.; Stroosma O.: Optimisation of the Simona Research Simulator's Motion Filter Settings for Handling Qualities Experiments, aus der Reihe "AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference and Exhibit". Austin, Texas (August 2003).
- [Gra86] Grant, P.: Motion characteristics of the UTIAS flight research simulator motion-base. Herausgegeben von University of Toronto. UTIAS Technical Note 261 (1986).
- [Gra95] Grant, P.: The Development of Tuning Paradigm for Flight Simulator Motion Drive Algorithms. Dissertation (PhD). Toronto. University of Toronto, Graduate Department of Aerospace Science and Engineering (1995).

- [Gra97a] Grant, P.; Reid, L. D.: Motion Washout Filter Tuning: Rules and Requirements. In: Journal of Aircraft, vol. 34, S. 145–151 (1997).
- [Gra97b] Grant, P.; Reid, L. D.: PROTEST: An Expert System for Tuning Simulator Washout Filters. In: Journal of Aircraft, vol. 34, S. 152–159 (1997).
- [Gra01] Grant, P.; Artz, B.; Greenberg, J.; Cathey, L.: Motion Characteristics of the VIRTTEX Motion System, aus der Reihe "1st Human Centered Transportation Conference". Iowa City (November 2001).
- [Gra02] Grant, P.; Artz, B.; Blommer, M.; Cathey, L.; Greenberg, J.: A Paired Comparison Study of Simulator Motion Drive Algorithms, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2002).
- [Gra03] Grant, P.; Blommer, M.; Cathey, L.; Artz, B.; Greenberg, J.: Analyzing classes of Motion Drive Algorithms Based on Paired Comparison, aus der Reihe "DSC North America". Dearborn, Michigan (Oktober 2003).
- [Gra04] Grant, P.; Papelis, Y.; Schwarz, C.; Clark, A.: Enhancements to the NADS motion drive algorithm for low-speed urban driving, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2004).
- [Gra05] Grant, P.; Naseri, A.: Actuator State Based Adaptive Motion Drive Algorithm, aus der Reihe "DSC North America". Orlando, Florida (Dezember 2005).
- [Gra06a] Grant, P.; Clark, A.: Motion Drive Algorithm Development for a Large Displacement Simulator Architecture with Redundant Degrees of Freedom, aus der Reihe "DSC Asia/Pacific". Tsukuba, Japan (Juni 2006).
- [Gra06b] Grant, P.; Haycock, B.: The effect of jerk and acceleration on the perception of motion strength. AIAA 2006-6253, aus der Reihe "AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference and Exhibit". Keystone, Colorado (August 2006).
- [Gra07] Grant, P.: The Search for Optimal Simulator Motion, aus der Reihe "Simona Symposium "Fidelity in Motion" ". Delft; Netherlands. Veranstalter: TU Delft (März 2007).
- [Gre06] Greenberg, J.; Curry, R.; Blommer, M.; Kozak, K.; Artz, B.; Cathey, L.; Kao, B.: The validity of last-second braking and steering judgements in advanced driving simulators, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (Oktober 2006).
- [Gre88] Greig, G. L.: Masking of motion cues by random motion: comparison of human performance with a signal detection model. Herausgegeben von UTIAS. UTIAS Report 313 (1988).
- [Gre94] Greenberg, J.; Park, T. J.: The Ford driving simulator. In: SAE paper, H. 940179 (1994).
- [Gro48] Groen, J. J.; Jongkees, L. B.: The threshold of angular acceleration perception. In: Journal of Physiology, H. 107, S. 1–7 (1948).

- [Gro04] Groen, E. L.; Bles, W.: How to use body tilt for the simulation of linear self motion. In: Journal of Vestibular Research, vol. 14, S. 375–385 (2004).
- [Gro07] Groen, E. L.; Smaili, M. H.; Hosman, R. J.: Perception model analysis of flight simulator motion for a decrab maneuver. In: Journal of Aircraft, H. 44 (2), S. 427–435 (2007).
- [Guo03] Guo, L.; Cardullo, F. M.; Telban, R. J.; Houck, J. A.; Kelly, L. C.: The results of a simulator study to determine the effects on pilot performance of two different motion cueing algorithms and various delays, compensated and uncompensated, aus der Reihe "AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference and Exhibit". Austin, Texas (August 2003).
- [Gut04] Gutridge, J.C.: Three degree-of-freedom simulator motion cueing using classical washout filters and acceleration feedback. Dissertation (PhD). Blacksburg, Virginia. Virginia Polytechnic Institute & State University (2004).
- [Hag04] Hagenmeyer, L.; Sommer, S.: Driving Simulation and Older Driver Assessment - Preliminary Design Recommendations Based on a Usability Study, aus der Reihe "DSC Europe" (September 2004).
- [Hel81] Heller, O.: Theorie und Praxis des Verfahrens der Kategorienunterteilung (KU). In: Psychologisches Institut der Universität Würzburg (Hg.): Forschungsbericht 1981, S. 1–15 (1981).
- [Hes02] Hess, R. A.; Zeyada, Y.; Heffley, R. K.: Modelling and simulation for helicopter task analysis. In: Journal of the American Helicopter Society, H. 47 (2), S. 243–252 (2002).
- [Hey01] Heyde, M. v. d.; Riecke, B. E.: How to cheat in motion simulation - Comparing the engineering and fun ride approach to motion cueing. Tübingen, Max Planck Institute for Biological Cybernetics. Online verfügbar unter <http://www.kyb.tuebingen.mpg.de/publications/pdfs/pdf635.pdf>, zuletzt geprüft am 17.10.2005 (2001).
- [Hil04] Hiller, M.; Pott, A.: A force based method for complete linearization of complex multibody systems. In: Advanced in Robotic Kinematics (2004).
- [Hip07] Hippe, P.: Eine Systematische Vermeidung der durch Stellbegrenzung ausgelösten Probleme. In: AT Automatisierungstechnik, H. 55 (2007).
- [Hof03] Hoffmann, S.; Krüger, H.-P.; Buld, S.: Vermeidung von Simulator Sickness anhand eines Trainings zur Gewöhnung an die Fahrsimulation. In: VDI-Berichte 1745. Simulation und Simulatoren - Mobilität virtuell gestalten. (2003).
- [Hos78] Hosman, R. J.; van der Vaart, J. C.: Vestibular models and thresholds of motion perception. Results of Tests in a Flight Simulator. University of Technology. Delft. Technical Report LR-265 (1978).
- [Hos96] Hosman, R. J.: Pilot's perception and control of aircraft motions. Dissertation (PhD). Delft. Delft University of Technology (1996).



- [Hos02] Hosman, R.; Advani, S.; Haeck, N.: Integrated Design of Flight Simulator Motion Cueing Systems, aus der Reihe "Royal Aeronautical Society Conference on Flight Simulation". London (Mai 2002).
- [Hue03] Huesmann, A.; Wisselmann, D.; Feynmann, R.: Der neue dynamische Fahr Simulator der BMW Fahrzeugforschung. In: VDI-Berichte 1745. Simulation und Simulatoren - Mobilität virtuell gestalten., S. 59–67 (2003).
- [Hue06] Huesmann, A.; Ehmanns, D.; Wisselmann, D.: Development of ADAS by means of driving simulation, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (Oktober 2006).
- [ISO91] ISO: Road vehicles — Vehicle dynamics and road-holding ability — Vocabulary. ISO 8855 (1991).
- [Jam04] Jamson, H.; Mouta, S.: More bang for your buck? A cross-cost simulator evaluation study., aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2004).
- [Jam07a] Jamson, H.; Horrobin, A. J.; Auckland, R. A.: Whatever happend to the LADS? Design and development of the University of Leeds driving simulator., aus der Reihe "DSC North America". Iowa City (September 2007).
- [Jam07b] Jamson, H.: Driving me Round the Bend – Behavioural Studies Using the New University of Leeds Driving Simulator, aus der Reihe "Motion Simulator Conference". Braunschweig, Germany (September 2007).
- [Käd06] Käding, W.; Breuer, J.: The use of driving simulators for the evaluation and validation of driver assistance systems, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (Oktober 2006).
- [Käd95] Käding, W.; Hoffmeyer, F.: The Advanced Daimler-Benz Driving Simulator. In: SAE Technical Paper Series No. 950175, S. 91–98 (1995).
- [Kem04] Kemeny, A.: Multisensory Integration and Perceptive Immersion in Driving Simulator Experiments, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2004).
- [Kir89] Kirdeikis, J.: Evaluation of nonlinear motion-drive algorithms for flight simulators. Herausgegeben von University of Toronto. UTIAS Technical Note 272 (1989).
- [Kor03] Kories, R.; Schmidt-Walter, H. (Hg.): Taschenbuch der Elektrotechnik. Grundlagen und Elektronik. 5., korr. Aufl. Frankfurt am Main: Deutsch (2003).
- [Kra04] Kramer, U.: Fahrzeugkybernetik - Modellbildung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung. Vorlesungsskript. Bielefeld. Fachhochschule Bielefeld (2004).
- [Kug02] Kuge, N.; Kubota, M.; Itoh, K.: A Study on a Motion Algorithm Based on a Driver-Centered approach, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2002).

- [Kur06] Kurutas, S.: Modellierung der Dynamik eines Hexapods. Diplomarbeit. Betreut von M. Fischer (DLR), K. Lemmer (TU Braunschweig/DLR), T. Brandt (Uni Duisburg-Essen) und D. Schramm (Uni Duisburg-Essen). Duisburg. Universität Duisburg-Essen (September 2006).
- [Lor08] Lorenz, T.: Implementierung, Test und Bewertung eines zeitvarianten Algorithmus zur Ansteuerung einer Bewegungsplattform. Diplomarbeit. Betreut von M. Fischer (DLR) und K. Röbenack (TU Dresden). Dresden. TU Dresden, Fakultät Elektrotechnik und Informationstechnik (2008).
- [Luk06] Luke, T.; Parkes, A. M.; Walker, R.: The effect of visual properties of the simulated environment on simulator sickness and driver behaviour, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (Oktober 2006).
- [Mal70] Malcolm, R.; Melvill, G.: A quantitative study of vestibular adaptation in humans. In: Acta Otolaryng, Vol. 70, S. 126–135 (1970).
- [May74] Mayne, R.: A system concept of the vestibular organs. In: Handbook of Sensory Physiology, Vestibular Systems 6, Bd. 3, S. 493–580 (1974).
- [May07] Mayrhofer, M.; Langwallner, B.; Schlüsselberger, R.; Bles, W.; Wentink, M.: An innovative optimal control approach for the next generation simulator motion platform Desdemona. AIAA 2007-6474, aus der Reihe "AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference and Exhibit" (2007).
- [May09] Mayrhofer, M.; Schwandtner, J.; Schlüsselberger, R.; Wentink, M.; Bles, W.: Optimal motion control of the next generation simulator motion platform Desdemona for car driving application, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2009).
- [Mer93] Merlet, J.-P.: Determination of the orientation workspace of parallel manipulators. Herausgegeben von INRIA. Sophia Antipolis. (1993).
- [Mer99] Merlet, J.-P.: Determination of 6D workspaces of Gough-type parallel manipulator and comparison between different geometries. Herausgegeben von INRIA. Sophia Antipolis. (1999).
- [Mer00] Merlet, J.-P. (Hg.): Parallel Robots. Dordrecht, Boston, London: Kluwer Academic Publisher (2000).
- [Mes98] Mesland, B. S. M.; Bles, W.; Wertheim, A. H.; Groen, E. L.: The Influence of expectation on the perception of linear horizontal motion. Report TM-98-A010. Soesterberg, TNO Human Factors Research Institute (1998).
- [Mir85] Miram, W.; Krumwiede, D. (Hg.): Informationsverarbeitung - Reiz-, Sinnes-, Neurophysiologie, Kybernetik. Hannover: Schrödel Fachbuchverlag GmbH (1985).
- [Mit83] Mittelstädt, H.: A new solution to the problem of the subjective vertical. Max-Planck-Institut für Verhaltensphysiologie. Naturwissenschaften 70 272-281 (1983).

- [Mol03] Molino, J. A.; Liao, D.; Williams, J. R.; Wink, J. M.: Motion Cues for a 3-DOF driving simulator, aus der Reihe "DSC North America". Michigan (Oktober 2003).
- [Mon04] Monin, C.: TRUST3000 - The Truck Simulator for Advanced Continuous Professional Training, aus der Reihe "DSC Europe" (September 2004).
- [Mun04] Muncie, H.; Dorn, L.: Development of Simulated Training Scenarios for Novice Bus Driver Training, aus der Reihe "DSC Europe" (September 2004).
- [Nah90] Nahon, M. A.; Reid, L. D.: Simulator Motion-Drive Algorithms: A designer's perspective. In: Journal of Guidance, Control and Dynamics, vol. 13(2), S. 356–362 (1990).
- [Nau93] Naudé, A. F.; Steyn, J. L.: Objective Evaluation of the Simulated Handling Characteristics of a Vehicle in a Double Lane Change Manoeuvre. SAE Transaction Paper 930826 (1993).
- [Nau09] Nauderer, J.; Huesmann, A.: Progress in off-line motion cueing and the application in automotive engineering as well as in the development of motion cueing algorithm, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2009).
- [Neu09] Neumann-Cosel, K. von; Dupuis, M.; Weiss, C.: Virtual test drive provision of a consistent tool-set for [D, H, S, V]-In-The-Loop, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2009).
- [NHT09] National Highway Traffic Safety Administration, University of Iowa (Hg.): NADS National Advanced Driving Simulator. The most sophisticated research driving simulator in the world. . Online verfügbar unter [www.nads-sc.uiowa.edu](http://www.nads-sc.uiowa.edu), zuletzt aktualisiert am 02.02.2009.
- [Nil93] Nilsson, L.: Behavioural Research in an Advanced Driving Simulator - Experiences of the VTI System, aus der Reihe "Proceedings of the Human Factors and Ergonomics Society 37th Annual Meeting" (1993).
- [Nor94] Nordmark, S.: Driving Simulators, Trends and Experiences. In: VTI särtryck, S. 1–9 (1994).
- [Nor04] Nordmark, S.; Jansson, H.; Palmkvist, G.; Sehammer, H.: The new VTI Driving Simulator - Multi Purpose Moving Base with High Performance Linear Motion, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2004).
- [Nui07] Nuijens, M.; Wentink, M.; van de Boom, A.J.J.: Optimal motion of Desdemona using a Chebyshev approach, aus der Reihe "2nd Human Centred Motion Cueing Workshop". Soesterberg (2007).
- [Pin04] Pinto, M.; Cavallo, V.; Ohlmann, T.; Espié, S.; Rogé, J.: The perception of longitudinal accelerations: What factors influence braking manoeuvres in driving simulators?, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2004).

- [Pot07] Pott, A.: Analyse und Synthese von Werkzeugmaschinen mit paralleler Kinematik. Dissertation. Duisburg. Universität Duisburg-Essen (2007).
- [Pou98] Pouliot, N. A.; Gosselin, C. M.; Nahon, M. A.: Motion Simulation Capabilities of Three-Degree-of-Freedom Flight Simulators. In: Journal of Aircraft, vol. 35, S. 9–17 (1998).
- [Pov90] Povel, R.; Käding, W. (Hg.): Die Technik des Daimler-Benz-Fahrsimulators. Unter Mitarbeit von P. A. Philipp. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH Schriftenreihe der Daimler-Benz AG, Report 11 (1990).
- [Pre06] Pretto, P.; Chatziastros, A.: Changes in optical flow and scene contrast affect the driving speed, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (Oktober 2006).
- [Pre09] Pretto, P.; Nusseck, H.-G.; Teufel, H.; Bühlhoff, H.: Effect of lateral motion on drivers' performance in the MPI motion simulator, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2009).
- [Rag93] Raghavan, M.: The Stewart Platform of general geometry has 40 configurations. In: Journal of Mechanical Design, H. 115, S. 277–282 (1993).
- [Rak98] Rake, H.: Regelungstechnik A. und Ergänzungen (Regelungstechnik B). Umdruck zur Vorlesung. 22. Aufl. Herausgegeben von Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule. Institut für Regelungstechnik. Aachen. (1998).
- [Ras09] Rasthofer, M.; Borgs, S.: Evaluating the added value of simulator training for truck driving, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2009).
- [Rea75] Reason, J. T.; Brand, J. J.: Motion sickness. Herausgegeben von Academic Press. London (1975).
- [Rei85] Reid, L. D.; Nahon, M. A.: Flight Simulation Motion-Base Drive Algorithms: Part 1 - Developing and Testing the Equations. University of Toronto. Toronto. UTIAS Report 296 (1985).
- [Rei86a] Reid, L. D.; Nahon, M. A.: Flight Simulation Motion-Base Drive Algorithms: Part 2 - Selecting the System Parameters. University of Toronto. Toronto. UTIAS Report 307 (1986).
- [Rei86b] Reid, L. D.; Nahon, M. A.: Flight Simulation Motion-Base Drive Algorithms: Part 3 - Pilot Evaluations. University of Toronto. Toronto. UTIAS Report 319 (1986).
- [Rei06] Reinschke, K.: Nichtlineare Regelungssysteme. Skript zur Lehrveranstaltung. TU Dresden. (2006).
- [Rey99] Reymond, G.; Kemeny, A.; Droulez, J.; Berthoz, A.: Contribution on a Motion Platform to Kinesthetic Restitution in a Driving Simulator, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (Juli 1999).
- [Rey00a] Reymond, G.; Kemeny, A.: Motion Cueing in the Renault Driving Simulator. In: Vehicle System Dynamics, Bd. 34, S. 249–259 (2000).

- [Rey00b] Reymond, G.; Heidet, A.; Canry, M.; Kemeny, A.: Validation of Renault's dynamic simulator for Adaptive Cruise Control experiments, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2000).
- [Rey01] Reymond, G.; Kemeny, A.; Droulez, J.; Berthoz, A.: Role of Lateral Acceleration in Curve Driving: Driver Model and Experiments on a Real Vehicle and a Driving Simulator. In: Human Factors, H. 43, S. 483–495 (2001).
- [SAE76] SAE: Vehicle Dynamics Terminology. SAE Recommended Practice J670e (1976).
- [Sam07] Sammet, T.: Motion-Cueing-Algorithmen für die Fahrsimulation. Dissertation. München. TU München (2007).
- [Sch70] Schmidt, S. F.; Conrad, B.: Motion drive signals for piloted flight simulators. In: Contract Report NASA, CR-1601 (1970).
- [Sch03] Schwarz, C.; Gates, T.; Papelis, Y.: Motion Characteristics of the National Advanced Driving Simulator, aus der Reihe "DSC North America". Dearborn, Michigan (Oktober 2003).
- [Sch05] Schwarz, C.: Two mitigation strategies for motion system limits, aus der Reihe "DSC North America". Orlando, Florida (November 2005).
- [Seh07] Sehammer, H.: Utilization of the vibration table for recreating different levels of road roughness, aus der Reihe "2nd Human Centred Motion Cueing Workshop". Soesterberg (März 2007).
- [Sie99] Siegler, I.; Reymond, G.; Kemeny, A.; Berthoz, A.: Sensorimotor Integration in a Driving Simulator: Contributions of Motion Cueing in Elementary Driving Tasks, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (Juli 1999).
- [Sin77] Sinacori, J.B.: The determination of some requirements for a helicopter flight simulation facility. NASA CR 152066 (1977).
- [Siv82] Sivan, R.; Ish-Shalom, J.; Huang, J.-K.: An optimal control approach to the design of moving flight simulators. In: IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics Vol.SMC-12, H. Nr. 6, S. 818–827 (1982).
- [Som99] Soma, H.; Wakasugi, T.; Satoh, K.; Hiramatsu, K.: Software upgrade in JARI driving simulator for applying to its research, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (Juli 1999).
- [Ste31] Steinhausen, W.: Über den Nachweis der Bewegung der Cupula in der intakten Bogengangsampulle des Labyrinthes bei der natürlichen rotatorischen und calorischen Reizung. In: Arch. Ges. Physiol., Bd. 228, S. 322–328 (1931).
- [Ste65] Stewart, D.: A platform with six degrees of freedom. In: Proceedings of the IMechE, Vol. 180, Pt. 1, No. 15, S. 371–385 (1965).

- [Ste98] van der Steen, H.: Self-motion perception. Dissertation (PhD). Delft. Delft University of Technology (1998).
- [Sun01] Sun, L.: Simulation of pavement roughness and IRI based on power spectral density. In: Mathematics and Computers in Simulation, H. 61 (2001).
- [Sza70] Szalai, K.J.; Deets, D.A.: An airborne simulator program to determine if roll-mode simulation should be a moving experience. Herausgegeben von AIAA. AIAA Paper 1970-351 (1970).
- [Taj06] Tajima, J.; Maruyama, K.; Yuhara, N.: Driving Task Adaptive Motion-Cueing Algorithm for Driving Simulator, aus der Reihe "DSC Asia/Pacific". Tsukuba, Japan (Juni 2006).
- [Tel01] Telban, R. J.; Cardullo, F. M.: An Integrated Model of Human Motion Perception with Visual-Vestibular Interaction. New York at Binghamton. State University of New York, American Institute of Aeronautics and Astronautics (2001).
- [Tel02a] Telban, R.J.: A Nonlinear Motion Cueing Algorithm with a Human Perception Model. Research Report. AIAA (American Institute of Aeronautics and Astronautics). (2002).
- [Tel02b] Telban, R. J.; Cardullo, F. M.; Houck, J. A.: A nonlinear human-centred approach to motion cueing with neurocomputing solver, aus der Reihe "IAAA Modeling and Simulation Technologies Conference" (2002).
- [Tie73] Tiesler, G.: Bewegungswahrnehmung in Fahrzeugsimulatoren. Gesellschaft zur Förderung der astrophysikalischen Forschung e.V.-Forschungsinstitut für Anthropotechnik. Meckenheim Forschungsbericht, Nr. 12 (1973).
- [Tom08] Tomillo, A.; Villaverde, R.; Díez Gil, J. L.; Lorenzo, R. B.: Analysis of Integrated Warning Strategies for ADAS Systems Through High Performance Driving Simulator, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2008).
- [Tom09] Paul Tomillo, A.; Sanz Sacristán, J.; Gago Fernández, C.; García Quinteiro, E.; Díez Gil, J.; Blanco Lorenzo, R. et al.: Risk analysis of road tunnel using an advanced driving simulator to assess the influence of structural parameters in tunnel safety, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2009).
- [Uol06] University of Iowa (Hg.): HASTE Report. (2006).
- [Uns08] Unselt, T.; Frank, P.; Käding, W.; Tscheak, J.: Research of "real-life" crossroad accidents - HMI study with the Daimler simulator, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2008).
- [Väl05] Välgamäe, A.; Larsson, P.; Västfjäll, D.; Kleiner, M.: Travelling without moving: Auditory scene cues for translational self-motion, aus der Reihe "Proceedings of ICAD 05 - Eleventh Meeting of the International Conference on Auditory Display". Limerick, Ireland (2005).

- [Val07] Valente Pais, A. R.; Wentink, M.; Mulder, M.; van Paassen, M. M.: A study on cueing strategies for curve driving in Desdemona. AIAA Paper 2007-6473 (2007).
- [War95] Warren, W. H. J.: Self Motion- Visual Perception and Visual Control. Herausgegeben von Perception of Space and Motion. San Diego. In: Academic Press, S. 263–325 (1995).
- [Wei06] Weiß, C.: Control of a dynamic driving simulator. Time-variant motion cueing algorithms and prepositioning. Diplomarbeit. Betreut von M. Brünger-Koch (DLR) und K. Lemmer (TU Braunschweig/DLR). Braunschweig. TU Braunschweig (2006).
- [Wen05] Wentink, M.; Bles, W.: Driving curves in Desdemona, aus der Reihe "Motion Simulator Conference". Braunschweig, Germany (2005).
- [Wen06] Wentink, M.; Bos, J.; Groen, E. L.; Hosman, R.: Development of the Motion Perception Toolbox, aus der Reihe "AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference and Exhibit". Keystone, Colorado (August 2006).
- [Wen07] Wentink, M.: Desdemona in Motion, aus der Reihe "Simona Symposium". Delft; Netherlands (2007).
- [Wen08] Wentink, M.; Valente Pais, R.; Mayrhofer, M.; Feenstra, P.; Bles, W.: First curve driving experiments in the Desdemona simulator, aus der Reihe "DSC Europe". Monaco (Februar 2008).
- [Wer01] Wertheim, A. H.; Mesland, B. S. M.; Bles, W.: Cognitive suppression of tilt sensation during linear horizontal self-motion in the dark. In: Perception, No. 30, S. 733–741 (2001).
- [Woc01] Wochinger, K.; Pecheux, K.: Driver Perception of Horizontal Curves on a Simulated Two-Lane Rural Highway. Herausgegeben von FHWA's Turner-Fairbank Highway Research Center. Human Centered Systems Team Publications (2001).
- [You67] Young, L. R.; Meiry, J. L.: A revised dynamic otolith model. NASA SP-152, aus der Reihe "Third symposium on the role of vestibular organ in space exploration" (1967).
- [You69] Young, L. R.; Oman, C. M.: A model for vestibular adaptation to horizontal rotation. In: Aerospace Medicine, Vol. 40 (1969).
- [Zay04] Zaychick, K. B.; Cardullo, F. M.; Lewis III, H. W.: New Approaches for Simulator Sickness Assessment, aus der Reihe "DSC Europe". Paris (September 2004).
- [Zhi83] Zhi-Qiang Liu: A study for Washout Filters for a Simulator Motion Base. Technical Note. Toronto. University of Technology, Institute for Aerospace Studies (1983)





# Anhang

## A Dynamischer DLR-Fahrsimulator SimCar

Im Jahr 2005 ist der dynamische Simulator des Instituts für Verkehrssystemtechnik, genannt SimCar, in Betrieb genommen worden (Abbildung A-1).

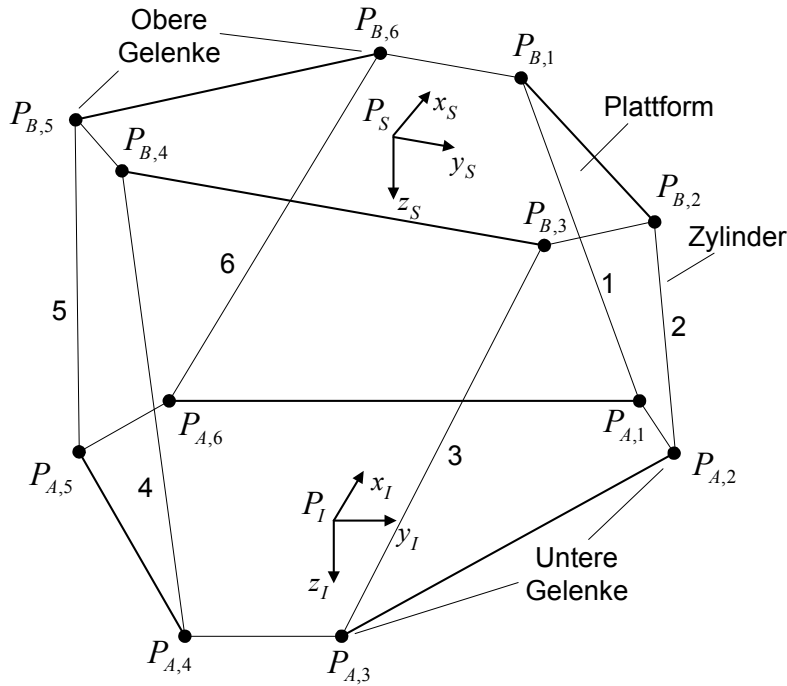


**Abbildung A-1: Dynamischer DLR-Fahrsimulator SimCar**

Dieser hauptsächlich für den Test und die Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen eingesetzte Fahrsimulator besteht aus einem Hexapod-Bewegungssystem, bei dem die Kabine unterhalb der oberen Gelenke befestigt ist, einem Rückprojektions-Visualisierungssystem sowie einem realen Fahrzeug, bei dem lediglich der Frontbereich gekürzt wurde.

Die große Projektionsfläche (270°x40°) verbunden mit einer hohen Auflösung von insgesamt etwa 9200x1280 Pixeln ermöglicht ein weites Blickfeld nach vorne und zu den Seiten. Für die Rücksicht sind zwei LC-Displays in den Seitenspiegeln installiert. Zusätzlich ist durch die Darstellung des rückwärtigen Verkehrs auf einem großen TFT-Bildschirm auf der Rückbank des Fahrzeugs, welcher über den Rückspiegel beobachtet werden kann, annähernd eine Rundumsicht realisiert. Die Interaktion zwischen Fahrer und Fahrzeug erfolgt über die Pedale und das Lenkrad. Eine Gangschaltung ist vorhanden, wird jedoch derzeit nicht verwendet. Vier Surround-Sound-Boxen vermitteln Fahrzeug- und Umweltgeräusche. Fahrzeugvibrationen werden über eine Bassbox im Fahrersitz dargestellt. Im Cockpit können weitere Systeme wie z. B. HMI-Displays oder Blickbewegungssensoren nach Bedarf installiert werden.

Die in Abbildung A-2 schematisch dargestellte Bewegungsplattform kann mit ihren sechs Hydraulikzylindern eine Nutzlast von bis zu 1,3 t bewegen.



**Abbildung A-2: Schematische Darstellung eines Hexapods; Kennzeichnung der oberen und unteren Gelenke des Bewegungssystems**

Die Lage der unteren Gelenkpunkte relativ zum inertialen Koordinatensystem ist durch

$$\underline{P}_A^{(I)} = \begin{bmatrix} \underline{P}_{A,1}^{(I)} \\ \underline{P}_{A,2}^{(I)} \\ \underline{P}_{A,3}^{(I)} \\ \underline{P}_{A,4}^{(I)} \\ \underline{P}_{A,5}^{(I)} \\ \underline{P}_{A,6}^{(I)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3,58 & 4,2 & 0,0 \\ 1,85 & 5,2 & 0,0 \\ -5,43 & 1,0 & 0,0 \\ -5,43 & -1,0 & 0,0 \\ 1,85 & -5,2 & 0,0 \\ 3,58 & -4,2 & 0,0 \end{bmatrix} \quad \text{mit } \underline{P}_{A,i}^{(I)} = \begin{bmatrix} A_{i,x}^{(I)} & A_{i,y}^{(I)} & A_{i,z}^{(I)} \end{bmatrix}$$

beschrieben (Angaben in m). Die Lage der oberen Gelenkpunkte relativ zum körperfesten Koordinatensystem der Bewegungsplattform ist durch

$$\underline{P}_B^{(S)} = \begin{bmatrix} \underline{P}_{B,1}^{(S)} \\ \underline{P}_{B,2}^{(S)} \\ \underline{P}_{B,3}^{(S)} \\ \underline{P}_{B,4}^{(S)} \\ \underline{P}_{B,5}^{(S)} \\ \underline{P}_{B,6}^{(S)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3,93 & 0,5 & 0,0 \\ -1,53 & 3,65 & 0,0 \\ -2,40 & 3,15 & 0,0 \\ -2,40 & -3,15 & 0,0 \\ -1,53 & -3,65 & 0,0 \\ 3,93 & -0,5 & 0,0 \end{bmatrix} \quad \text{mit } \underline{P}_{B,i}^{(S)} = \begin{bmatrix} B_{i,x}^{(S)} & B_{i,y}^{(S)} & B_{i,z}^{(S)} \end{bmatrix}$$

beschrieben (Angaben in m).

Der Arbeitsraum des Simulators bzw. die maximal ausführbaren Geschwindigkeiten und Beschleunigungen sind Tabelle A-1 zu entnehmen.

**Tabelle A-1: Translatorische und rotatorische Limitierungen der Bewegungsplattform des DLR-Fahrsimulators SimCar [Brü05]**

	Translation				Rotation			
		$d_i$ [m]	$\dot{d}_i$ [m/s]	$\ddot{d}_i$ [m/s <sup>2</sup> ]		$\beta_i$ [°]	$\dot{\beta}_i$ [°/s]	$\ddot{\beta}_i$ [°/s <sup>2</sup> ]
<b>SimCar</b> Invertierter Hexapod [Brü05]	$x$	±1,5	±2,0	±10,0	$\varphi$	+21/-20	±50	±250
	$y$	±1,4	±2,0	±10,0	$\theta$	±21	±50	±250
	$z$	±1,4	±2,0	±10,0	$\psi$	±21	±50	±250

## B Bewegungsplattformen im Überblick

Dieser Abschnitt soll einen Überblick über verschiedene Typen von Bewegungsplattformen und deren charakteristische Kenngrößen vermitteln.

Abbildung B-1 zeigt das typische Design einer Hexapod-Bewegungsplattform. Die charakteristischen Kenngrößen des Arbeitsraumes variieren geringfügig bei den unterschiedlichen Ausführungen dieses Bewegungssystems, sind aber immer in vergleichbaren Größenordnungen.



**Abbildung B-1: Klassische Hexapod-Bewegungsplattform des Ford-Fahrsimulators VIRTTEX**

In Tabelle B-1 sind exemplarisch die Werte des Ford-Fahrsimulators VIRTTEX angegeben.

**Tabelle B-1: Translatorische und rotatorische Limitierungen der Bewegungsplattform des Ford-Fahrsimulators VIRTTEX [Gre94]**

	Translation				Rotation			
		$d_i$ [m]	$\dot{d}_i$ [m/s]	$\ddot{d}_i$ [m/s <sup>2</sup> ]		$\beta_i$ [°]	$\dot{\beta}_i$ [°/s]	$\ddot{\beta}_i$ [°/s <sup>2</sup> ]
<b>VIRTTEX</b> Klassischer Hexapod [Gre94]	$x$	±1,6	±1,2	±5,89	$\varphi$	±20	±20	±200
	$y$	±1,6	±1,2	±5,89	$\theta$	±20	±20	±200
	$z$	±1,0	±1,2	±9,81	$\psi$	±40	±20	±200

Wie in Kapitel 4.4.1 geschildert, sind in den letzten zehn Jahren immer mehr unterschiedliche Bewegungssysteme realisiert worden.



In Abbildung B-2 sind exemplarisch sechs verschiedene Konzepte dargestellt:

- mehrachsiger Roboterarm
- klassischer Hexapod kombiniert mit einem XY-Schlitten
- klassischer Hexapod kombiniert mit einem XY-Schlitten und einem Giertisch
- einfacher Linearschlitten kombiniert mit einem 3-DOF-Drehsystem
- Kombination aus Zentrifuge, Linearschlitten, Hubsystem und einer kardanisch gelagerten Kabine
- klassischer Hexapod kombiniert mit einem einfachen Linearschlittensystem



**Abbildung B-2: Fahrsimulatoren mit unterschiedlichen Bewegungssystemen; RoboCoaster, MPI (oben links); LADS, Universität Leeds (oben rechts); NADS, NHTSA (mittig links); VTI-III (mittig rechts); Desdemona, TNO (unten links); Daimler Fahrsimulator (unten rechts); Quellen: siehe u. a. Tabelle B-2**

Tabelle B-2 zeigt die charakteristischen, dynamischen Kenngrößen dieser Simulatoren (vgl. a. Tabelle A-1 und Tabelle B-1).

**Tabelle B-2: Kennwerte des Arbeitsraums verschiedener Simulatoren im Vergleich; Bei redundanten Systemen für einzelne Freiheitsgrade ist jeweils der größtmögliche Wert angegeben („-“: keine Bewegung in dieser Richtung möglich; „\*“: keine Informationen vorhanden)**

	Translation				Rotation			
		$d_i$ [m]	$\dot{d}_i$ [m/s]	$\ddot{d}_i$ [m/s <sup>2</sup> ]		$\beta_i$ [°]	$\dot{\beta}_i$ [°/s]	$\ddot{\beta}_i$ [°/s <sup>2</sup> ]
<b>LADS</b> Hexapod + XY-Schlitten [Jam07a]	$x$	±2,5	±2,0	±5,0	$\varphi$	+22/-20	±40	±300
	$y$	±2,5	±3,0	±5,0	$\theta$	±21	±40	±300
	$z$	+0,33/ -0,30	±0,6	±6,0	$\psi$	±23	±50	±350
<b>NADS</b> Hexapod + XY-Schlitten + Giertisch [NHT09]	$x$	±10,0	±6,0	±6,0	$\varphi$	±25	±45	±120
	$y$	±10,0	±6,0	±6,0	$\theta$	±25	±45	±120
	$z$	±0,61	±1,5	±7,6	$\psi$	±330	±60	±120
<b>Daimler</b> Hexapod + Y-Schlitten [Käd95]	$x$	+1,38/ -1,88	±1,0	±12,0	$\varphi$	±30	±25	±200
	$y$	±2,3	±4,0	±7,0	$\theta$	±32	±25	±200
	$z$	±1,07	±1,0	±12,0	$\psi$	±47,4	±25	±200
<b>VTI - III</b> Drehaktuatoren + Schlitten [Nor04]	$x$ oder $y$	+3,75	±4,0	±8,0	$\varphi$	±24	*	*
					$\theta$	-9/+14	*	*
	$z$	-	-	-	$\psi$	±21	*	*
<b>Desdemona</b> Zentrifuge +Hub +Kardangelenke + Schlitten [May07]	$R$	±4,0	±3,2	±4,9	$\varphi$	∞	±180	±90
					$\theta$	∞	±180	±90
	$z$	±1,0	±2,0	±4,9	$\psi$	∞	±180	±90
<b>RoboCoaster</b> mehrachsischer serieller Roboter [Bül07b]	$x$	±0,8	*	≈ ±5,0	$\varphi$	∞	±120	±77
	$y$	±1,33	*	≈ ±5,0	$\theta$	-216/+94	±76	±128
	$z$	±0,31	*	≈ ±5,0	$\psi$	±133	±69	±98

## C Herleitungen

### C.1 Analyse komplementärer Filter

Da komplementäre Filter des öfteren in der *Motion-Cueing*-Literatur benannt, in keinem Fall aber näher beschrieben oder analysiert werden, soll dies an dieser Stelle geschehen, um diesen Ansatz mit anderen Filterstrukturen vergleichen zu können.

#### Komplementäre Filter 1. Ordnung

Für *Motion-Cueing*-Algorithmen werden im Allgemeinen klassische Hoch- und Tiefpassfilter in der Form

$$H_{HP} = k_{HP} \cdot \frac{s}{s + \omega_{HP}} \text{ und } H_{LP} = k_{LP} \cdot \frac{\omega_{LP}}{s + \omega_{LP}}$$

verwendet. Wird ein Signal, wie z. B. eine translatorische Fahrzeugbeschleunigung in *Motion-Cueing*-Algorithmen, durch eine Kombination aus zwei entsprechenden Filtern aufgeteilt, so ergibt die Addition beider Filter die Gesamtübertragungsfunktion (ÜTF)

$$H_{HP} + H_{LP} = \frac{k_{HP} \cdot s^2 + (k_{HP} \cdot \omega_{LP} + k_{LP} \cdot \omega_{HP}) \cdot s + k_{LP} \cdot \omega_{LP} \cdot \omega_{HP}}{s^2 + (\omega_{LP} + \omega_{HP}) \cdot s + \omega_{LP} \cdot \omega_{HP}}.$$

Für komplementäre Filter werden identische Parameter für beide Filter verwendet. Für Filter 1. Ordnung vereinfacht sich mit  $\omega_{LP} = \omega_{HP} = \omega_0$  und  $k_{LP} = k_{HP} = k_0$  die Gesamtübertragungsfunktion zu

$$H_{compl} = H_{HP} + H_{LP} = \frac{k_0 \cdot s^2 + 2 \cdot k_0 \cdot \omega_0 \cdot s + k_0 \cdot \omega_0^2}{s^2 + 2 \cdot \omega_0 \cdot s + \omega_0^2}$$

Mit der Forderung nach idealem Übertragungsverhalten ( $H_{HP} + H_{LP} \stackrel{!}{=} 1$ ) folgt aus dem Koeffizientenvergleich der Zähler- ( $b_i$ ) und Nennerkoeffizienten ( $a_i$ )  $k_0 = 1$  (mit  $a_i = b_i$ ). Die Eckfrequenz  $\omega_0$  ist frei wählbar.

#### Komplementäre Filter 2. Ordnung

Mit klassischen Filterstrukturen 2. Ordnung

$$H_{HP} = k_{HP} \cdot \frac{s^2}{s^2 + 2 \cdot D_{HP} \cdot \omega_{HP} \cdot s + \omega_{HP}^2} \text{ und } H_{LP} = k_{LP} \cdot \frac{\omega_{LP}^2}{s^2 + 2 \cdot D_{LP} \cdot \omega_{LP} \cdot s + \omega_{LP}^2}$$

ergibt sich analog zu den oben beschriebenen Filtern 1. Ordnung die Gesamt-ÜTF zu

$$H_{HP} + H_{LP} = \frac{k_{HP} \cdot s^4 + 2 \cdot D_{LP} \cdot \omega_{LP} \cdot k_{HP} \cdot s^3 + (k_{HP} \cdot \omega_{LP}^2 + k_{LP} \cdot \omega_{HP}^2) \cdot s^2 +}{s^4 + (2 \cdot D_{HP} \cdot \omega_{HP} + 2 \cdot D_{LP} \cdot \omega_{LP}) \cdot s^3 + (\omega_{LP}^2 + \omega_{HP}^2 + 4 \cdot D_{HP} \cdot \omega_{HP} \cdot D_{LP} \cdot \omega_{LP}) \cdot s^2 +} \dots$$

$$\dots \frac{2 \cdot D_{HP} \cdot \omega_{HP} \cdot k_{LP} \cdot s + k_{LP} \cdot \omega_{LP}^2 \cdot \omega_{HP}^2}{(2 \cdot D_{HP} \cdot \omega_{HP} \cdot \omega_{LP}^2 + 2 \cdot D_{LP} \cdot \omega_{LP} \cdot \omega_{HP}^2) \cdot s + \omega_{LP}^2 \cdot \omega_{HP}^2}$$

Für komplementäre Filter 2. Ordnung werden zusätzlich zu den Filterfrequenzen und den Verstärkungsfaktoren auch die Dämpfungswerte identisch gewählt:

$$\omega_{LP} = \omega_{HP} = \omega_0 \text{ und } k_{LP} = k_{HP} = k_0 \text{ und } D_{LP} = D_{HP} = D_0,$$

womit sich die Gesamtübertragung durch

$$H_{\text{cpl}} = H_{HP} + H_{LP} = \frac{k_0 \cdot s^4 + 2 \cdot D_0 \cdot \omega_0 \cdot k_0 \cdot s^3 + 2 \cdot k_0 \cdot \omega_0^2 \cdot s^2 + 2 \cdot D_0 \cdot \omega_0 \cdot k_0 \cdot s + k_0 \cdot \omega_0^4}{s^4 + 4 \cdot D_0 \cdot \omega_0 \cdot s^3 + (2 \cdot \omega_0^2 + 4 \cdot D_0^2 \cdot \omega_0^2) \cdot s^2 + 4 \cdot D_0 \cdot \omega_0^3 \cdot s + \omega_0^4}$$

beschreiben lässt. Die Forderung nach idealem Übertragungsverhalten ( $H_{HP} + H_{LP} \stackrel{!}{=} 1$ ) führt über einen Koeffizientenvergleich ( $a_i = b_i$ ) zu

$$i = 0 \vee 4 \rightarrow k_0 = 1$$

$$i = 1 \vee 2 \vee 3 \rightarrow D_0 = 0 \vee \omega_0 = 0$$

Eine Frequenz von null ist nicht sinnvoll, daher wird eine Dämpfung von null gewählt und die Eckfrequenz  $\omega_0$  ist frei wählbar. Bei diesen Parameterwerten ergibt sich jedoch das Problem, dass ohne die Dämpfung die Einzelsignale  $u_{HP}$  und  $u_{LP}$  schwingen (s. Abbildung C-1 mittig). Folglich wird in der Literatur üblicherweise eine Dämpfung von  $D_0 = 1$  oder  $D_0 = 0,707$  gewählt. Dadurch ist allerdings die Forderung nach idealem Übertragungsverhalten nicht mehr für alle Frequenzen erfüllt (s. Abbildung C-1 links und Abbildung C-2 links). Abweichungen treten insbesondere nahe  $\omega_0$  auf.

Keine dieser beiden Varianten führt zu dem gewünschten Ergebnis (ideales Übertragungsverhalten, keine Schwingungen in Einzelsignalen). Dieses ist für Filter 2. Ordnung nur durch eine Veränderung der Tiefpassfilterstruktur zu erreichen. Mit

$$H_{HP} = k_{HP} \cdot \frac{s^2}{s^2 + 2 \cdot D_{HP} \cdot \omega_{HP} \cdot s + \omega_{HP}^2} \text{ und } H_{LP} = k_{LP} \cdot \frac{2 \cdot D_{LP} \cdot \omega_{LP} \cdot s + \omega_{LP}^2}{s^2 + 2 \cdot D_{LP} \cdot \omega_{LP} \cdot s + \omega_{LP}^2}$$

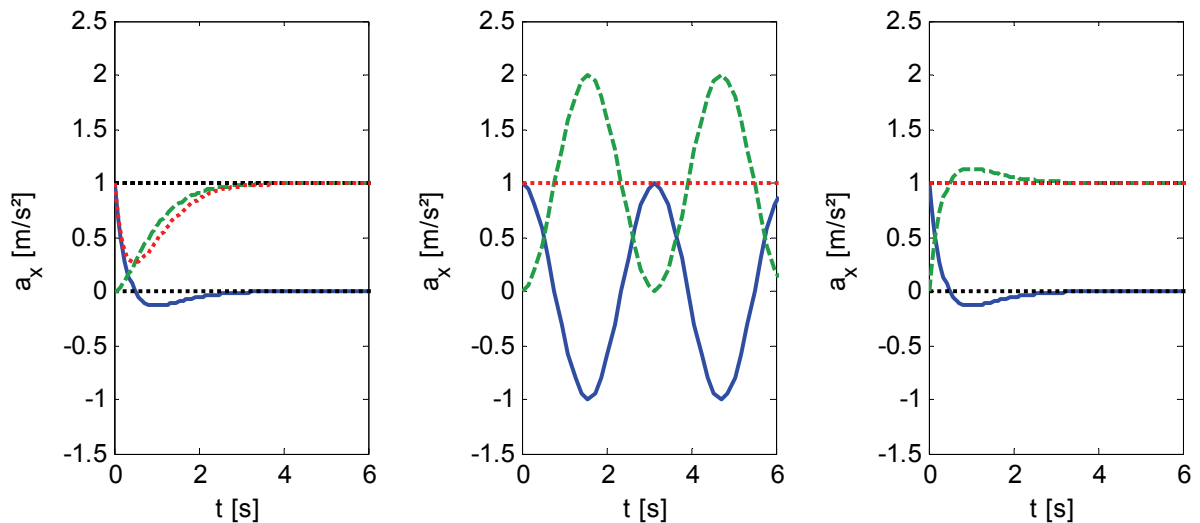
ergibt sich die Gesamtübertragung des komplementären Filters nun zu

$$H_{\text{cpl}} = H_{HP} + H_{LP} = k_0 \cdot \frac{s^2 + 2 \cdot D_0 \cdot \omega_0 \cdot s + \omega_0^2}{s^2 + 2 \cdot D_0 \cdot \omega_0 \cdot s + \omega_0^2}.$$

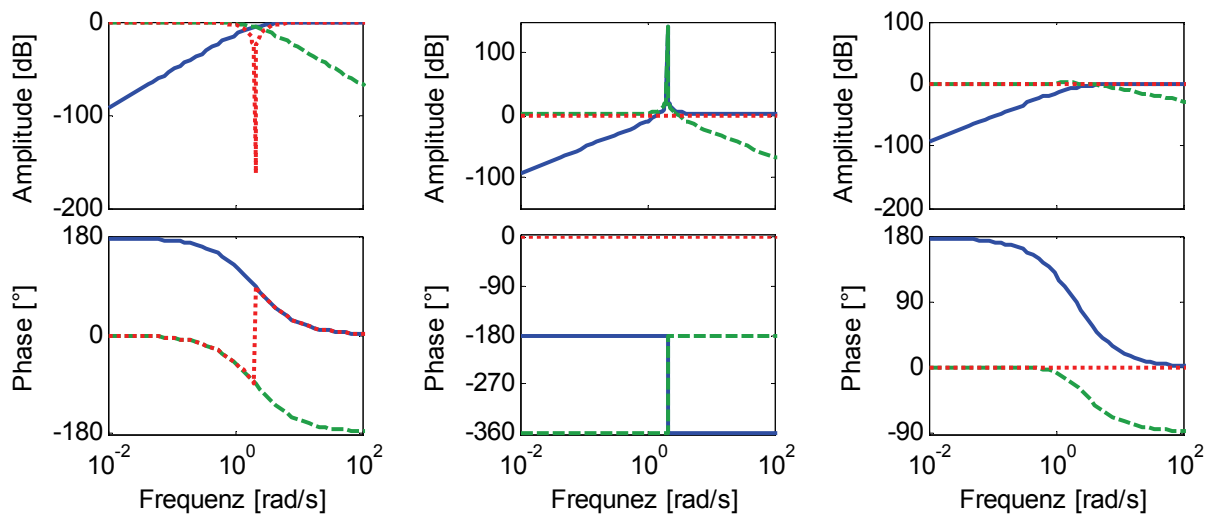
Hier sind sowohl  $D_0$  als auch  $\omega_0$  frei wählbar. Einzig für den Verstärkungsfaktor ergibt sich die Vorgabe  $k_0 = 1$ . Wie in Abbildung C-1 (rechts) zu erkennen, ergibt sich bei dieser Variante durch das Überspringen des tieffrequenten Signalanteils bei der Sprungantwort das gewünschte Gesamtübertragungsverhalten. Abbildung C-2 verdeutlicht die charakteristischen Eigenschaften der einzelnen Filter sowie der resultierenden Gesamtübertragungsfunktionen anhand von Bode-Diagrammen.

Von den drei vorgestellten Varianten erfüllt lediglich die dritte, d. h. diejenige mit erweiterten Tiefpassfiltern, alle Anforderungen. Diese Form ist in der *Motion-Cueing*-Literatur jedoch bisher nicht beschrieben.





**Abbildung C-1: Sprungantwort verschiedener komplementärer Filter mit  $\omega_0 = 2 \text{ rad/s}$ ; Hochpassfilter (blau), Tiefpassfilter (grün) und Gesamt-ÜTF (rot); herkömmliche Tiefpassstruktur mit  $D_0 = 1$  (links) bzw.  $D_0 = 0$  (mittig); erweiterte Tiefpassstruktur mit einem Zählerkoeffizienten  $b_1 = 2 \cdot D_{LP} \cdot \omega_{LP} \neq 0$  (rechts)**



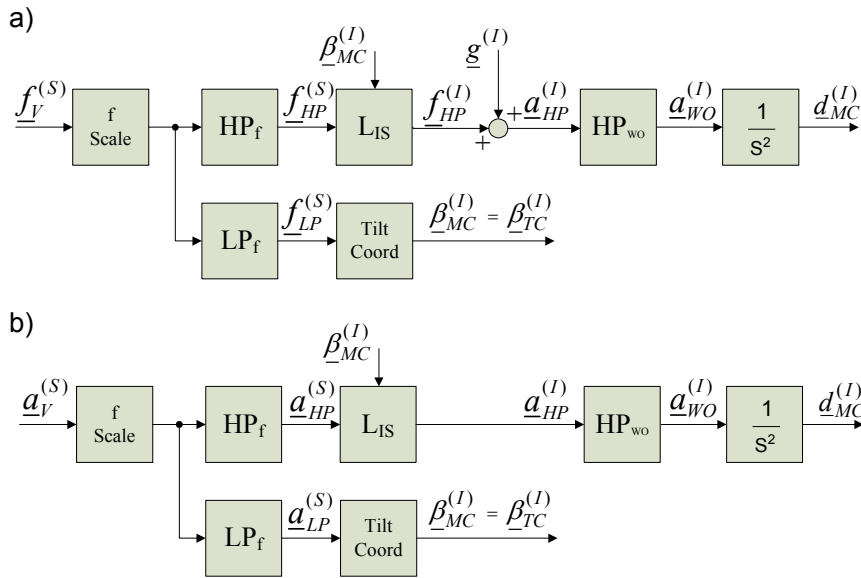
**Abbildung C-2: Bode-Diagramme verschiedener komplementärer Filter (Legende: s. Abbildung C-1)**

## C.2 Übertragungsfunktion eines *Classical Washout* für eine rein translatorische Beschleunigung

Für den Fall einer rein translatorischen Beschleunigung  $a_{V,x}$  bzw. einer spezifischen Kraft  $f_{V,x}$  und der Annahme, dass die Drehgeschwindigkeiten stets unterhalb der eingestellten Begrenzung liegen, ergibt sich der in Abbildung C-3 dargestellte Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangssignalen. Zu bestimmen ist die Übertragungsfunktion

$$\text{a) } H_{MC,x} = \frac{\ddot{d}_{MC,x}^{(I)}}{f_{V,x}^{(S)}} \text{ bzw. b) } H_{MC,x}^* = \frac{\ddot{d}_{MC,x}^{(I)}}{a_{V,x}^{(S)}}$$

$$\text{mit } \ddot{d}_{MC,x}^{(I)} = a_{WO,x}^{(I)}.$$



**Abbildung C-3: Signalverlauf beim *Classical Washout* bei ausschließlichen Fahrzeuglängsbeschleunigungen; Algorithmusstruktur für a) spezifische Kräfte und b) Beschleunigungen als Eingangsgrößen**

a) Die auf den Fahrer wirkende Beschleunigung der Simulatorplattform  $\underline{\ddot{d}}_{MC}^{(I)}$  berechnet sich über

$$(1) \quad \underline{\ddot{d}}_{MC}^{(I)} = HP_{wo} \cdot \left( \underline{f}_{HP}^{(I)} + \underline{g}^{(I)} \right),$$

$$(2) \quad \underline{f}_{HP}^{(I)} = \underline{L}_{IS} \Big|_{\varphi, \psi=0} \cdot \underline{f}_{HP}^{(S)} \text{ und}$$

$$(3) \quad \underline{f}_{HP}^{(S)} = HP_f \cdot \underline{k}_f \cdot \underline{f}_V^{(S)}.$$

Aus Gleichung (2.25) ergibt sich für den Fall einer ausschließlich translatorischen Beschleunigung die Drehmatrix zu

$$\underline{L}_{IS} \Big|_{\varphi_{MC}, \psi_{MC}=0} = \begin{bmatrix} \cos \theta_{MC} & 0 & \sin \theta_{MC} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_{MC} & 0 & \cos \theta_{MC} \end{bmatrix}$$

Somit ergibt sich für die Beschleunigung der Plattform in  $x$ -Richtung mit (1) und (2)

$$(1.a) \quad \underline{\ddot{d}}_{MC,x}^{(I)} = HP_{wo,x} \cdot \left( \cos \theta_{MC} \cdot \underline{f}_{HP,x}^{(S)} + \sin \theta_{MC} \cdot \underline{f}_{HP,z}^{(S)} \right).$$

Wie in Kapitel 3.1.1 dargestellt, gilt für den aus der *Tilt Coordination* resultierenden Drehwinkel  $\theta_{TC}$ :

$$\theta_{TC}^{(S)} = -\arctan \left( \frac{\underline{f}_{LP,x}^{(S)}}{\underline{f}_z^{(S)}} \cdot \cos \varphi_{TC} \right)$$

$$\Rightarrow \tan \theta_{TC}^{(S)} = -\frac{\underline{f}_{LP,x}^{(S)}}{\underline{f}_{LP,z}^{(S)}} \cdot \cos \varphi_{TC}^{(S)} \Rightarrow \sin \theta_{TC}^{(S)} = -\frac{\underline{f}_{LP,x}^{(S)}}{\underline{f}_{LP,z}^{(S)}} \cos \theta_{TC}^{(S)} \cdot \cos \varphi_{TC}^{(S)}$$

Da nach den vorgegebenen Randbedingungen  $\underline{\beta}_{MC} = \underline{\beta}_{TC}$  gilt (vgl. Abbildung C-3), folgt für  $\ddot{d}_{MC,x}^{(I)}$ :

$$(1.b) \quad \ddot{d}_{MC,x}^{(I)} = HP_{WO,x} \cdot \cos \theta_{MC} \cdot \left( f_{HP,x}^{(S)} - \frac{f_{LP,x}^{(S)}}{f_{LP,z}^{(S)}} f_{HP,z}^{(S)} \right).$$

Ferner gilt mit der Annahme kleiner Winkel

$$\cos \theta_{MC} \approx 1 \quad \text{und} \quad f_{LP,z}^{(S)} \approx -g.$$

Wird  $\underline{f}_{HP}^{(S)}$  durch den in (3) angegebenen Zusammenhang ersetzt

$$(1.c) \quad \ddot{d}_{MC,x}^{(I)} = HP_{WO,x} \cdot \left( HP_{f,x} \cdot k_{f,x} \cdot f_{V,x}^{(S)} - \frac{LP_{f,x} \cdot k_{f,x} \cdot f_{V,x}^{(S)}}{-g} HP_{f,z} \cdot k_{f,z} \cdot f_{V,z}^{(S)} \right)$$

und gelten die folgenden Voraussetzungen

$$f_{V,z}^{(S)} \approx -g, \quad HP_{f,x} \approx HP_{f,z} \quad \text{und} \quad k_{f,x} = k_{f,z} = 1,$$

so ergibt sich die resultierende Übertragungsfunktion zu

$$H_{MC,x} = \frac{\ddot{d}_{MC,x}^{(I)}}{f_{V,x}^{(S)}} = (1 - LP_{f,x}) \cdot HP_{f,x} \cdot HP_{WO,x}.$$

Diese Näherung wird auch von GRANT ET AL. [Gra04] verwendet.

b) Für die Übertragungsfunktion  $H_{MC,x}^*$  gilt die Herleitung analog bis zu (1c) mit Beschleunigungen anstelle der spezifischen Kräfte:

$$(1.d) \quad \ddot{d}_{MC,x}^{(I)} = HP_{WO,x} \cdot \left( HP_{f,x} \cdot k_{f,x} \cdot a_{V,x}^{(S)} - \frac{LP_{f,x} \cdot k_{f,x} \cdot a_{V,x}^{(S)}}{-g} HP_{f,z} \cdot k_{f,z} \cdot a_{V,z}^{(S)} \right)$$

Im Nenner des vorkommenden Bruchterms steht trotz der generellen Verwendung der Beschleunigungen die Näherung für die spezifische Kraft  $f_{LP,z}^{(S)}$ , da die Berechnung der *Tilt*-Winkel nur auf der Basis von spezifischen Kräften erfolgen kann. Im Zähler, für den dasselbe zutrifft, ergibt sich mit

$$\underline{f}^{(S)} = \underline{a}^{(S)} - \underline{g}^{(S)} \Big|_{\substack{a_y, a_z, \\ \varphi_{TC}, \psi_{TC}=0}} = \begin{bmatrix} a_x^{(S)} + g \cdot \sin \theta_{TC} \\ 0 \\ -g \cdot \cos \theta_{TC} \end{bmatrix}$$

und der oben bereits getroffenen Annahme kleiner Winkel ( $\sin \theta_{TC} \approx 0$ ):

$$f_{V,x}^{(S)} \approx a_{V,x}^{(S)}$$

Aus (1.d) kann mit

$$a_{V,z}^{(S)} \approx 0 \text{ und } k_{f,x} = 1$$

die Übertragungsfunktion zu

$$H_{MC,x}^* = \frac{\ddot{d}_{MC,x}^{(I)}}{a_{V,x}^{(S)}} = HP_{f,x} \cdot HP_{WO,x}$$

bestimmt werden.

### C.3 Bestimmung der Regelungsparameter des geregelten Begrenzers

Die Übertragungsfunktion des Kompensationsreglers ist in Gleichung (4.40) mit

$$H_{CL} = \frac{(k_{d,C} + k_{d,FF}) \cdot s + (k_{p,C} + k_{p,FF})}{\frac{1}{k_{1,L} \cdot k_{2,L}} \cdot s^2 + (k_{d,C} + \frac{1}{k_{1,L}}) \cdot s + (k_{p,C} + 1)}$$

angegeben. Im Folgenden werden die sechs vorkommenden Parameter so bestimmt, dass die ÜTF ein optimales Übertragungsverhalten bis zu einer Frequenz von 1,5 Hz aufweist (s. Kapitel 4.2.1).

Zunächst wird die lineare Übertragungsfunktion des Begrenzers  $H_L$  nach Gleichung (4.37) betrachtet. Diese besitzt keine Nullstelle und zwei Pole bei

$$p_{L_{1,2}} = -\frac{k_{2,L}}{2} \pm \sqrt{\frac{k_{2,L}^2}{4} - k_{1,L} \cdot k_{2,L}}$$

Die Ausgangswerte des Begrenzers sollen in keinem Fall die vorgegebenen Maximalwerte überschreiten, womit Überschwingungsfreiheit gefordert ist. Diese Forderung ist erfüllt, wenn beide Pole negative reelle Werte annehmen. Dazu muss wiederum

$$\frac{k_{2,L}^2}{4} \geq k_{1,L} \cdot k_{2,L} \quad \text{bzw.} \quad \frac{k_{2,L}}{4} \geq k_{1,L}$$

gelten, wobei  $k_{2,L} = 4 \cdot k_{1,L}$  gerade eine kritische Dämpfung bedeutet. Da der relevante Frequenzbereich bis etwa 1,5 Hz reicht, soll der langsamere Pol diese Eckfrequenz nicht unterschreiten. Diese Vorgabe und die Wahl eines Faktors 2 beim Verhältnis der beiden Begrenzerparameter gegenüber der kritischen Dämpfung führen zu

$$s_{L_1} = -\frac{k_{2,L}}{2} + \sqrt{\frac{k_{2,L}^2}{4} - \frac{k_{2,L}^2}{8}} = k_{2,L} \cdot \left( \frac{1}{\sqrt{8}} - \frac{1}{2} \right) = -2 \cdot \pi \cdot 1,5$$

$$\Rightarrow k_{2,L} = 64 \quad \text{und} \quad k_{1,L} = 8$$

Über den Regler  $H_C$  wird zu wesentlichen Teilen die Dynamik der Gesamt-ÜTF bestimmt. Bei den widersprüchlichen Anforderungen einer schnellen Regelung ohne Überschwingen (D-

Anteil groß, P-Anteil klein) und einer möglichst geringen Regelabweichung (D-Anteil klein, P-Anteil groß) haben sich Werte von  $k_{p,C} = 10$  und  $k_{d,C} = 1$  experimentell als sinnvoll erwiesen. Über den P-Anteil der Vorsteuerung kann mit  $k_{p,PC} = 1$  der statische Verstärkungsfaktor

$$k_0 = H_{CL*}(s=0) = \frac{(k_{p,C} + k_{p,FF})}{(k_{p,C} + 1)}$$

auf seinen idealen Wert von eins eingestellt werden. Aus Gleichung (4.40) ergibt sich durch Umformung

$$H_{CL*} = k_{1,L} \cdot k_{2,L} \cdot (k_{d,C} + k_{d,FF}) \cdot \frac{s + \frac{k_{p,C} + k_{p,FF}}{k_{d,C} + k_{d,FF}}}{s^2 + k_{1,L} \cdot k_{2,L} \left( k_{d,C} + \frac{1}{k_{1,L}} \right) \cdot s + k_{1,L} \cdot k_{2,L} (k_{p,C} + 1)}$$

Die Nullstelle ist in dieser Darstellung der ÜTF direkt als

$$n_{CL_1^*} = -\frac{k_{p,C} + k_{p,FF}}{k_{d,C} + k_{d,FF}}$$

ablesbar und die Pole ergeben sich zu

$$p_{CL_{1,2}^*} = -\frac{k_{1,L} \cdot k_{2,L}}{2} \left( \frac{1}{k_{1,L}} + k_{d,C} \right) \pm \sqrt{\frac{(k_{2,L} + k_{1,L} \cdot k_{2,L} \cdot k_{d,C})^2}{4} - k_{1,L} \cdot k_{2,L} \cdot (1 + k_{p,C})}$$

Die Pole sind ausschließlich von den bereits bestimmten Parametern des Begrenzers und des Reglers abhängig und nehmen die Werte

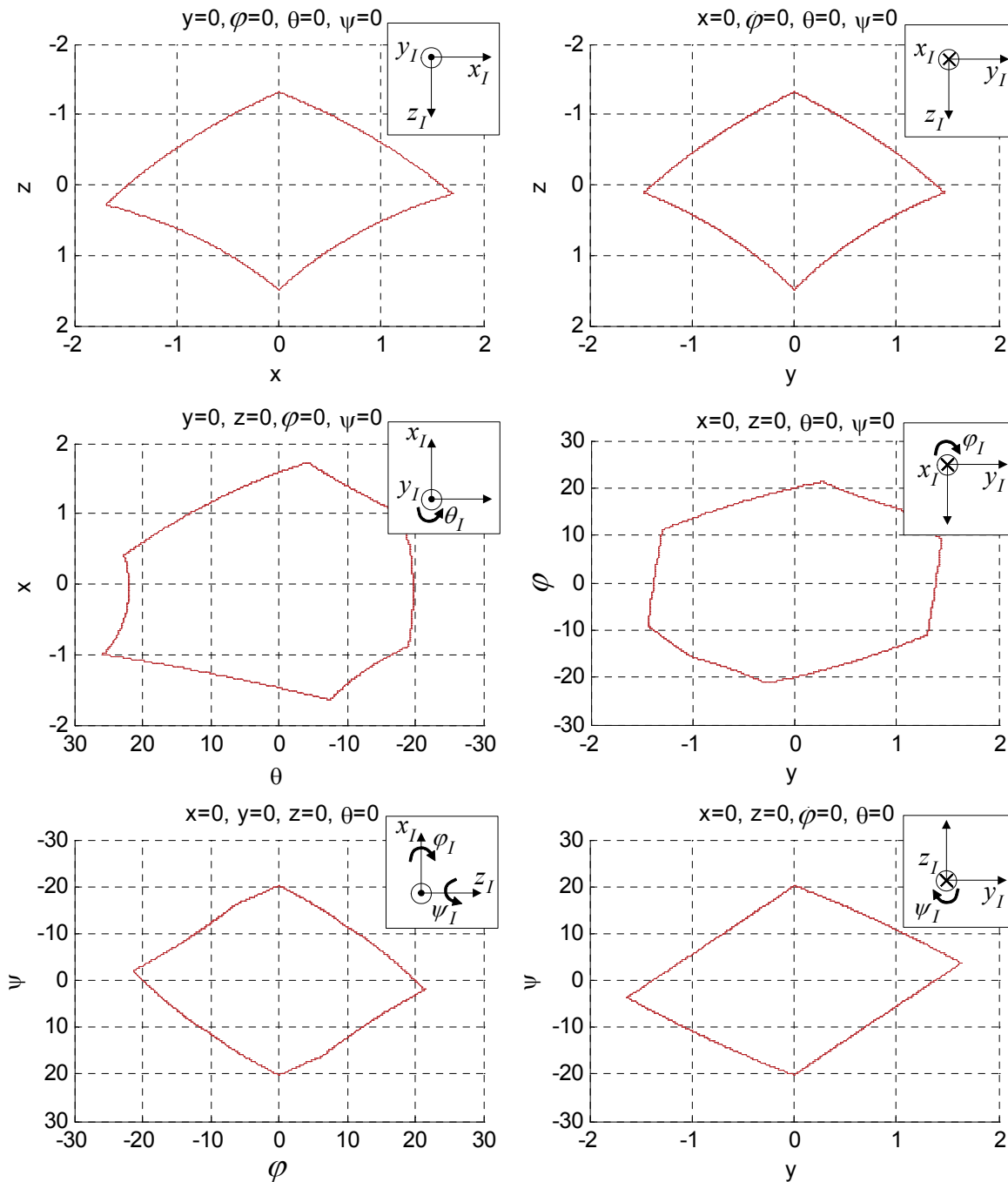
$$p_{CL_1^*} = -566 \text{ und } p_{CL_2^*} = -9,95$$

an. Ziel ist es nun über den letzten freien Parameter, den D-Anteil der Vorsteuerung, die Nullstelle so einzustellen, dass der „langsamere“ Pol, also der Pol, der näher am Schnittpunkt mit der imaginären Achse liegt, kompensiert wird. Damit ist  $n_{CL_1^*} = p_{CL_2^*}$  gefordert und der Koeffizient des Differenzialanteils der Vorsteuerung ergibt sich zu

$$k_{d,FF} = -\frac{k_{p,C} + k_{p,FF}}{p_{CL_2^*}} - k_{d,C} = -\frac{10+1}{-9,95} - 1 = 0,106.$$

## D Visualisierung des Arbeitsraumes

Um den Arbeitsraum des DLR-Simulators SimCar (s. Anhang A) zu veranschaulichen, sind im Folgenden beispielhaft für ausgewählte Positionen die Bewegungsmöglichkeiten dieses Hexapods dargestellt. Abbildung D-1 zeigt den Bewegungsspielraum in je zwei Freiheitsgraden aus der Neutralposition  $P_{S,U}$  heraus. In Abbildung D-2 ist die Veränderung des Arbeitsraumes in Längs- und Querrichtung bei unterschiedlicher  $z$ -Positionierung bzw. verschiedenen Drehwinkeln  $\varphi$  dargestellt.



**Abbildung D-1:** 2D-Ansichten des Arbeitsraumes des DLR-Fahrsimulators SimCar; Bewegungsmöglichkeiten aus der Neutralposition  $P_{S,U}$  heraus; Positionsangaben in m bzw. °

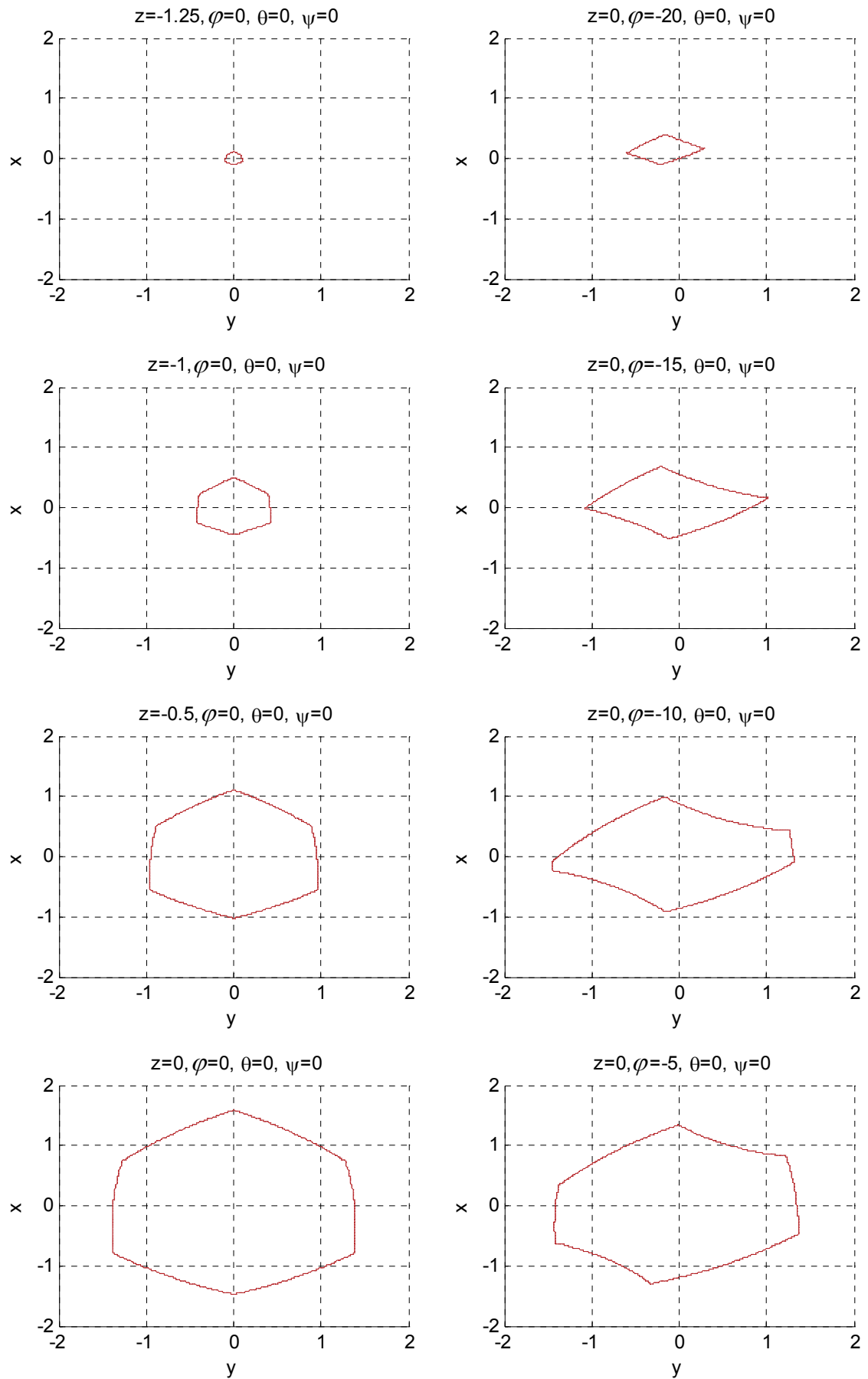


Abbildung D-2: Veränderungen der Bewegungsmöglichkeiten in x- und y-Richtung in Abhängigkeit der z-Position (links) bzw. des Drehwinkels um die x-Achse (rechts); Positionsangaben in m bzw. °

## E Übersicht über Simulator-Studien

In diesem Abschnitt finden sich Tabellen, die eine exemplarische Übersicht über die in Simulatorstudien zu den Themen *Motion Cueing* und *Validation* (Tabelle E-1), bzw. Fahrverhalten und Wahrnehmung (Tabelle E-2) üblicherweise verwendeten subjektiven, objektiven und psycho-physiologischen Kenngrößen geben.

**Tabelle E-1: Subjektive, in Simulatorstudien zu den Themen *Motion Cueing* und *Validation* verwendete Kenngrößen; Bei der Summenbildung für die Verwendungshäufigkeit werden auch die in Tabelle E-2 aufgeführten Studien zum Fahrverhalten und zur Wahrnehmung berücksichtigt.**

	Nr.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		11	12
	Quelle		[Wen08]	[Kug02]	[Guo03]	[Mol03]	[Gra03]	[Pin04]	[Pin04]	[Brü06a]	[Brü06b]	[Gre06]		[Boe00]	[Gre06]
Thema der Studie	<i>Motion Cueing</i>		Algorithmenvergleich (Spherical Washout, CW, nur Rumpeln)	Parametervariation (CW)	Algorithmenvergleich (NASA adaptive, OC)	Algorithmenvergleich (3DOF-Strategien)	Algorithmenvergleich mit Parameter-variation (4xCW, 2xFahrspurbasiert)	Algorithmenvergleich (CW, 2x Feedback-Control)	1) Einfluss von visuellem Nicken und Rollen bzw. Sound beim Bremsen 2) Algorithmenvergleich (CW, CW reduziert, ohne Bewegung)	Algorithmenvergleich (3xCW) beim Bremsen und bei Kurvenfahrt, Validität	Algorithmenvergleich (3xCW) beim Bremsen		<i>Validation</i>	Validität beim Bremsen bis zum Stillstand	Validität beim Bremsen und Lenken in letzter Sekunde
subjektiv - Fragebögen	$\Sigma$														
	Konsistenz	1					x								
	Rangreihenfolge	2	x				x								
	Simulatorkrankheit	5	x			x					x				
	Realitätsnähe	6	x	x			x	x			x				
	Bewegungswahrnehm.	3				x		x			x				
	geschätzter Kurvenradius	2				x									
	Risikobewertung	1													
	Belastung	4													
	Beanspruchung	1													
	Situationsbewusstsein	1													
Fragebogenmethodik			kontinuierliche Skala (0...10)	diskrete Skala (-3...3)	Cooper Harper		Paarweiser Vergleich								



Tabelle E-1 (Fortsetzung): Objektive und psycho-physiologische Kenngrößen

	Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	$\Sigma$												
objektiv - Fahrleistung / Fahrverhalten	<i>Time to Collision TTC</i>	6						x	x			x	x
	<i>Time Headway THW</i>	3									x		
	Fahrgeschwindigkeit $v$	13				x				x	x	x	x
	Standardabw. von $v$	5								x			
	Dauer $T$	5						x	x		x	x	
	Reaktionszeit $\Delta t_{reaction}$	3											
	Pedalwechselzeit $\Delta t_{trans}$	2									x	x	
	Beschleunigung $a_i$	6						x	x		x	x	
	Bremscharakteristik	3						x	x		x		
	Bremspedalposition	1											
	Anhalteweg $d_{stopping}$	4						x	x	x	x		
	Time-to-Line-Crossing	3									x		
	Querablage $\Delta d_y$ / Anzahl Spurverlassen	7				x				x			
	Standardabw. von $\Delta d_y$	3								x			
	Lenkwinkel $\delta_L$	3											
	Steering $swrr$	5								x			
	Lenkentropie	1											
	PSD <sup>1</sup>	1			x								
psycho-physiol.	Herzfrequenz $f_{heart}$	1											
	Atemfrequenz $f_{breath}$	1											
	Hauttemperatur $T_{skin}$	1											
	Muskelspannung	1											
	Hautleitfähigkeit $\sigma_{skin}$	2											
	Augenbewegung	1											

<sup>1</sup> Spektralanalyse der Pedal- und Sidestick-Bewegungen

Tabelle E-2: Subjektive, in Simulatorstudien zu den Themen Fahrverhalten und Wahrnehmung verwendete Kenngrößen.

	Nr.		13	14	15	16	17	18	19		20	21	22	23	24
	Quelle		[Dai90]	[Ben04]	[Nil93]	[Jam04]	[Tom08]	[Deb08]	[Cla06]		[Gre88]	[Tie73]	[Dre04]	[Zay04]	[Woc01]
	Thema der Studie	<b>Fahrverhalten</b>	Fahren im Simulator mit einem 4-Matic Motor	visuelle Beanspruchung, Nebenaufgabe	Nebenaufgabe (telefonieren)	Simulatorvergleich, Nebenaufgabe	ADAS Warnstrategien	Beanspruchung der Fahrleistung in kritischen Fahrsituationen	Gewöhnungsdauer in der Fahrsimulation	<b>Wahrnehmung</b>	Wahrnehmungsschwellen	Bewegungswahrnehmung in der Fahrsimulation	Simulatorkrankheit	Simulatorkrankheit	Bewegungswahrnehmung beim Kurvenfahren
subjektiv - Fragebögen	Konsistenz														
	Rangreihenfolge														
	Simulatorkrankheit												x	x	
	Realitätsnähe				x										
	Bewegungswahrnehm.														
	geschätzter Kurvenradius														x
	Risikobewertung		x												
	Belastung			x	x		x							x	
	Beanspruchung							x							
	Situationsbewusstsein							x							
	Fragebogenmethodik				RTLX workload, 1 ... 7		Ergonomics, Comparative Quest.	phi-square-test, Wilcoxon-Mann-Whitney-Test, 0...7					SSQ	SSQ, NASA TLX	MANOVA/ANOVA

Tabelle E-2 (Fortsetzung): Objektive und psycho-physiologische Kenngrößen

		Nr.	13	14	15	16	17	18	19		20	21	22	23	24
objektiv - Fahrleistung / Fahrverhalten	<i>Time-to-Collision</i> $TTC$		x			x									
	<i>Time Headway</i> $THW$			x	x										
	Fahrgeschwindigkeit $v$		x	x	x	x	x		x					x	x
	Standardabw. von $v$		x			x			x						x
	Dauer $T$			x											
	Reaktionszeit $\Delta t_{reaction}$		x		x	x									
	Pedalwechselzeit $\Delta t_{trans}$														
	Beschleunigung $a_i$		x				x								
	Bremscharakteristik														
	Bremspedalposition													x	
	Anhalteweg $d_{stopping}$														
	Time-to-Line-Crossing					x		x							
	Querablage $\Delta d_y$ / Anzahl Spurverlassen			x	x	x		x	x						
	Standardabw. von $\Delta d_y$					x			x						
	Lenkwinkel $\delta_L$		x	x										x	
psycho-physiol.	Steering $swrr$			x		x		x						x	
	Lenkentropie							x							
	PSD														
	Herzfrequenz $f_{heart}$		x												
	Atemfrequenz $f_{breath}$		x												
	Hauttemperatur $T_{skin}$		x												
	Muskelspannung		x												
	Hautleitfähigkeit $\sigma_{skin}$		x						x						
	Augenbewegung						x								

## F Parametrierungen der Motion-Cueing-Algorithmen

Im Folgenden sind alle Parametersätze vollständig angegeben, die in den sechs in Anhang G beschriebenen Studien verwendet bzw. in diesen ermittelt wurden. Genauere Ausführungen zu den wichtigsten Werten der jeweiligen Parametersätze sind in den Erläuterungen der Studien zu finden.

**Tabelle F-1: Auflistung aller in den Versuchen MC2 bis MC6 verwendeten oder ermittelten Parametersätze; Filterfrequenzen  $\omega_i$  in rad/s; Skalierungsfaktoren einheitenlos; Bei allen Filtern 2. Ordnung wurde ein Dämpfungsfaktor von  $D_i = 1$  gewählt; U: Drehungen um den Mittelpunkt der oberen Plattform; L: Drehungen um den Mittelpunkt der unteren Plattform; H: Drehungen um den Fahrerkopf**

Versuch Nr.	2	2	2 / 3	3	4	4	4	4	4	4
MCA	CW	CW	CW	CW	CW	CW	CW	CW	CW	CW
Parametersatz	$\Gamma_a$	$\Gamma_b$	$\Gamma_c$	$\Gamma_d$	$\Gamma_e$	$\Gamma_{0,MC4}$	$\Gamma_{VP1,4-1}$	$\Gamma_{VP1,4-2}$	$\Gamma_{VP1,4-3}$	$\Gamma_{VP2,4-1}$
$k_x$	0,2	0,5	0,2	0,1	0,2	0,5	0,5	0,5	0,3	0,5
$k_y$	0,5	0,3	0,3	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,3	0,5
$k_z$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$k_{TC,x}$	-	-	-	-	-	0,5	0,3	0,5	0,3	0,3
$k_{TC,y}$	-	-	-	-	-	0,5	0,3	0,3	0,3	0,3
$HP_f$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
$HP_{wo}$	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.
$\omega_{WO,x}$	1,5	2,0	1,5	1,0	1,5	2,0	1,0	1,0	1,0	1,0
$\omega_{WO,y}$	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	1,0	0,7	0,7	1,0
$\omega_{WO,z}$	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0
$LP_{f/a}$	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.	2. Ordn.
$\omega_{LP,x}$	3,0	4,0	3,0	2,0	3,0	4,0	2,0	2,0	2,0	4,0
$\omega_{LP,y}$	4,0	1,0	1,0	4,0	4,0	4,0	2,0	2,8	2,8	2,0
$\dot{\phi}_{TC,lim}$	30,0	30,0	30,0	3,0	30,0	30,0	3,0	30,0	30,0	3,0
$\dot{\theta}_{TC,lim}$	30,0	30,0	30,0	3,0	30,0	30,0	30,0	3,0	30,0	30,0
$k_\phi$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,3	0,5	0,5
$k_\theta$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$k_\psi$	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$HP_\omega$	1. Ordn.	1. Ordn.	1. Ordn.	1. Ordn.	1. Ordn.	1. Ordn.	1. Ordn.	1. Ordn.	1. Ordn.	1. Ordn.
$\omega_{HP,\phi}$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
$\omega_{HP,\theta}$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
$\omega_{HP,\psi}$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,0	1,0	2,0	2,0	1,0
$P_{Tilt}$	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U

Tabelle F-1 (Fortsetzung)

Versuch Nr.	4	4	5	5	5	5	6	6	6	6
MCA	CW	CW	CW	CW	CW	CW	CW	FTC	FTC	CHR <sup>1</sup>
Parameter-satz	$\Gamma_{VP_2,4-2}$	$\Gamma_{VP_2,4-3}$	$\Gamma_{UpU}$	$\Gamma_{UpL}$	$\Gamma_{DwnU}$	$\Gamma_{DwnL}$	$\Gamma_{CW}$	$\Gamma_{FTC,U}$	$\Gamma_{FTC,H}$	$\Gamma_{CHR}$
$k_x$	0,5	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,5	0,5	0,5	0,5
$k_y$	0,5	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5	0,5	0,5
$k_z$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$k_{TC,x}$	0,3	0,3	-	-	-	-	-	-	-	-
$k_{TC,y}$	0,3	0,3	-	-	-	-	-	-	-	-
$HP_f$	-	-	-	-	-	-	-	1. Ord.	1. Ord.	1. Ord.
$\omega_{HP,x}$	-	-	-	-	-	-	-	2,7	2,7	-
$\omega_{HP,y}$	-	-	-	-	-	-	-	2,5	2,5	-
$\omega_{HP,z}$	-	-	-	-	-	-	-	6,0	6,0	6,0
$HP_{WO}$	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.
$\omega_{WO,x}$	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	0,5	0,5	0,3
$\omega_{WO,y}$	0,7	0,7	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	0,5	0,5	0,2
$\omega_{WO,z}$	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	1,0	1,0	1,0
$LP_{f/a}$	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.	2. Ord.	-	-	2. Ord.
$\omega_{LP,x}$	2,0	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	-	-	6,0
$\omega_{LP,y}$	2,8	2,8	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	-	-	12,0
$\dot{\phi}_{TC,lim}$	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$\dot{\theta}_{TC,lim}$	30,0	3,0	30,0	3,0	30,0	3,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$k_\phi$	0,3	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$k_\theta$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$k_\psi$	0,5	0,5	0,3	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5	0,5	0,5
$HP_\omega$	1. Ord.	1. Ord.	1. Ord.	1. Ord.	1. Ord.	1. Ord.	1. Ord.	1. Ord.	1. Ord.	1. Ord.
$\omega_{HP,\phi}$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	2,5	2,5	2,5
$\omega_{HP,\theta}$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	2,5	2,5	2,5
$\omega_{HP,\psi}$	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5
$P_{Tilt}$	U	U	U	U	L	L	H	U	H	U

<sup>1</sup>Beim CHR gibt es einen zweiten, zusätzlichen Tiefpassfilter ( $LP_{WO}$ ), welcher sich im Rückkopplungspfad zur Tilt Coordination befindet. Sowohl für die Längs- als auch für Querbeschleunigungsfilterung gilt  $\omega_i = 12$  rad/s.

## G Eigene Versuche

Im Rahmen dieser Arbeit wurden eine Reihe von Versuchen durchgeführt, um die Funktion der *Motion-Cueing*-Algorithmen besser verstehen und diese kontinuierlich verbessern zu können. Bis auf den initialen Versuch (MC1) zum ersten Tuning der *Classical-Washout*-Parameter wurden alle Versuche mit Probanden durchgeführt, die keine besonderen Kenntnisse über Fahrsimulation oder *Motion Cueing* hatten. Nur in einem Fall wurden bewusst Fahrer mit einer guten Kenntnis der fahrdynamischen Eigenschaften eines PKW ausgewählt (MC4). Tabelle G-1 gibt eine Übersicht über diese Versuche und die darin verwendeten Algorithmen bzw. Parametersätze sowie den Zweck der einzelnen experimentellen Ansätze.

**Tabelle G-1: Übersicht über die *Motion-Cueing*-Versuche MC1 bis MC6.; Die verwendeten Parametersätze  $\Gamma_i$  sind in Anhang F zu finden**

Bezeichnung	MCA	Parameter	Zweck	ab Seite
MC1 – <i>Parameter Tuning</i>	CW <sub>U</sub>	$\Gamma_0$	Ermittlung strecken-optimaler Parameter	-174-
MC2 – Validität und Motion-Parameter-Variation	CW <sub>U</sub>	$\Gamma_a, \Gamma_b, \Gamma_c$	Test des streckenoptimalen <i>Tunings</i>	-175-
MC3 – Erweiterte Parametrierung	CW <sub>U</sub>	$\Gamma_c, \Gamma_d$	Vergleich zweier Parametersätze	-183-
MC4 – Experten- <i>Tuning</i>	CW <sub>U</sub>	$\Gamma_0$	Individuelles <i>Tuning</i> mit Fahrdynamikexperten	-186-
MC5 – Drehpunkt und Drehgeschwindigkeitsbegrenzung	CW <sub>U</sub>	$\Gamma_{UpU}, \Gamma_{UpL}, \Gamma_{DwnU}, \Gamma_{DwnL}$	Ermittlung des Einflusses des Drehpunktes und der Drehgeschwindigkeitsbegrenzung	-189-
MC6 – Vergleich verschiedener MCA	CW <sub>H</sub>	$\Gamma_{UpU}$	Test neuer Motion-Cueing-Ansätze und Variation des Drehpunktes	-192-
	FTC <sub>H</sub> FTC <sub>U</sub>	$\Gamma_{FTC}$		
	CHR <sub>U</sub>	$\Gamma_{CHR}$		

### G.1 Versuch MC1 - Parameter Tuning

Der erste Versuch hatte zum Ziel die Parameter eines *Classical-Washout*-Algorithmus für den DLR-Simulator SimCar zu optimieren.

## Versuchsdesign

Es wurde das grundsätzliche Vorgehen verwendet, wie es für das Experten-Tool PROTEST beschrieben wird [Gra97b]. In zwei unabhängigen Tuning-Abläufen wurden die Parameter für längs- bzw. querdynamische Fahrmanöver optimiert.

## Messgrößen

Als Messgrößen wurden die subjektiven Bewertungen (verbale Rückmeldungen) zweier *Motion-Cueing*-Experten verwendet.

## Ergebnisse

Das Resultat dieser Untersuchung war der sowohl für längs- als auch für querdynamische Manöver optimierte Parametersatz  $\Gamma_c$ .

## G.2 Versuch MC2 - Validität und Motion-Parameter-Variation

Der Versuch MC2 hatte zum einen das Ziel, die Validität des neuen DLR-Simulators zu bestimmen und zum anderen eine Bewertung der Güte des in MC1 ermittelten Tunings zu erhalten. Das Versuchsdesign sowie die Ergebnisse dieses Versuches wurden auf mehreren Konferenzen ausführlich vorgestellt [Brü05, Brü06a, Brü06b].

## Versuchsdesign

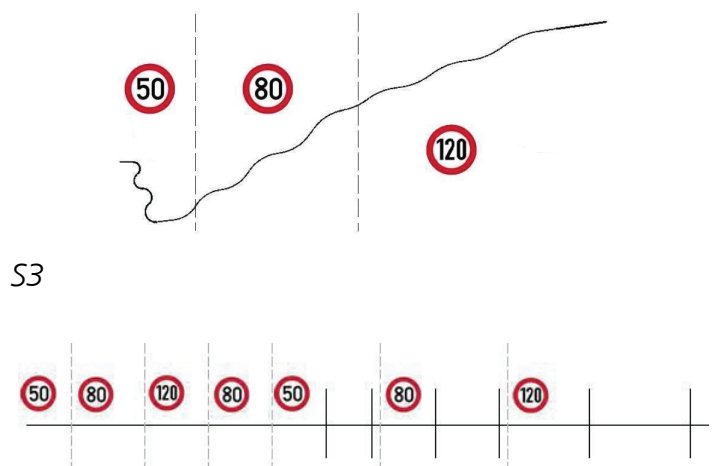
An dem Versuch nahmen 16 Personen teil (12 männlich und 4 weiblich im Alter von 25 bis 50 Jahren), wobei nur 12 von ihnen alle Teile erfolgreich abschließen konnten. Der Versuch bestand im Wesentlichen aus zwei Teilen: In einem umfassend mit Sensorik ausgerüsteten Messfahrzeug wurde eine etwa 15 km lange Strecke befahren (R), die durch eine kleinere Ortschaft und ansonsten über Landstraßen mit unterschiedlichen Geschwindigkeitsbegrenzungen führte (s. Abbildung G-1).

S1 / R

S2



S3



**Abbildung G-1:** Im Versuch MC2 genutzte Strecken; S1/R: Realstrecke; S2: Kurvenstrecke; S3: Bremsstrecke

Der zweite Teil fand im dynamischen Simulator SimCar statt (s. Anhang A). Dort befuhren die Probanden zuerst eine Nachbildung der Realstrecke (S1) und anschließend sowohl eine für Kurvenfahrten (S2) als auch eine für Beschleunigungs- und Bremsmanöver konzipierte Strecke

(S3). Die beiden manöverspezifischen Strecken beinhalteten jeweils Streckenabschnitte mit einer Geschwindigkeitsbegrenzung von 50, 80 und 120 km/h.

Für den Versuch wurde ein *Classical-Washout*-Algorithmus verwendet, dessen Parametrierung auf den im Versuch MC1 ermittelten Parameterwerten basierte. Da die Auswirkung unterschiedlicher Parametrierungen bezogen auf einzelne Bewegungsrichtungen (lateral und longitudinal) untersucht werden sollte, bestand ein Parametersatz ( $\Gamma_a$ ) aus Parameterwerten, welche für laterale Bewegungen als ungeeignet und für longitudinale Bewegungen als geeignet bewertet wurden. Im Gegensatz dazu umfasste ein zweiter Parametersatz ( $\Gamma_b$ ) für laterale Bewegungen geeignete und für longitudinale Bewegungen bewusst gewählte, ungeeignete Werte. Ein dritter Parametersatz enthielt die Zusammenstellung der optimalen Parameterwerte für beide Bewegungsrichtungen ( $\Gamma_c$ ). Die jeweiligen Werte sind in Tabelle G-2 aufgelistet.

**Tabelle G-2: Parametervariationen im Rahmen des Versuches MC2; für Längsdynamik ( $\Gamma_a$ ), für Querdynamik ( $\Gamma_b$ ) und für Längs- und Querdynamik ( $\Gamma_c$ ) optimierte Parametersätze**

		Manöver		Parameterwerte							
		Kurven-fahrt	Brems-fahrt	$k_y$	$\omega_{HP,y}$	$\omega_{LP,y}$	$\dot{\phi}_{lim}$	$k_x$	$\omega_{HP,x}$	$\omega_{LP,x}$	$\dot{\theta}_{lim}$
Parameter-satz	$\Gamma_a$	--	++	0,5	2,0	4,0	3	0,2	1,5	3,0	30
	$\Gamma_b$	++	--	0,3	2,0	1,0	30	0,5	2,0	4,0	3
	$\Gamma_c$	++	++	0,3	2,0	1,0	30	0,2	1,5	3,0	30

Um Reihenfolgeeffekte zu vermeiden wurde die Abfolge der Parametersätze  $\Gamma_a$ ,  $\Gamma_b$  und  $\Gamma_c$  von Versuchsperson zu Versuchsperson unter Verwendung aller sechs möglichen Variationen geändert. Darüber hinaus fuhr die eine Hälfte der Teilnehmer die Kurvenstrecke vor der Bremsstrecke und die andere Hälfte befuhr die beiden Strecken in umgekehrter Reihenfolge. Insgesamt entstanden zwölf unterschiedliche Versuchsabläufe (I-XII in Tabelle G-3).

**Tabelle G-3: Variation der Reihenfolge der Versuchsabläufe (MC2); Parametersätze:  $\Gamma_a$ ,  $\Gamma_b$  und  $\Gamma_c$  nach Tabelle G-2; Strecken: S1, S2 und S3 nach Abbildung G-1**

		Reihenfolge der Parametersätze $\Gamma_i$					
		a-b-c	a-c-b	b-a-c	b-c-a	c-a-b	c-b-a
Reihenfolge der Strecken	S1-S3-S2	I	II	III	IV	V	VI
	S1-S2-S3	VII	VIII	IX	X	XI	XII



Zu Beginn des Simulatorversuches wurden die Probanden ausführlich auf zwei unterschiedlichen Trainingsstrecken an das Fahren in einer virtuellen Umgebung gewöhnt. Dabei war das Bewegungssystem ausgeschaltet, damit die Probanden nicht für eine spezielle Einstellung des *Motion-Cueing* trainiert wurden.

### Messgrößen

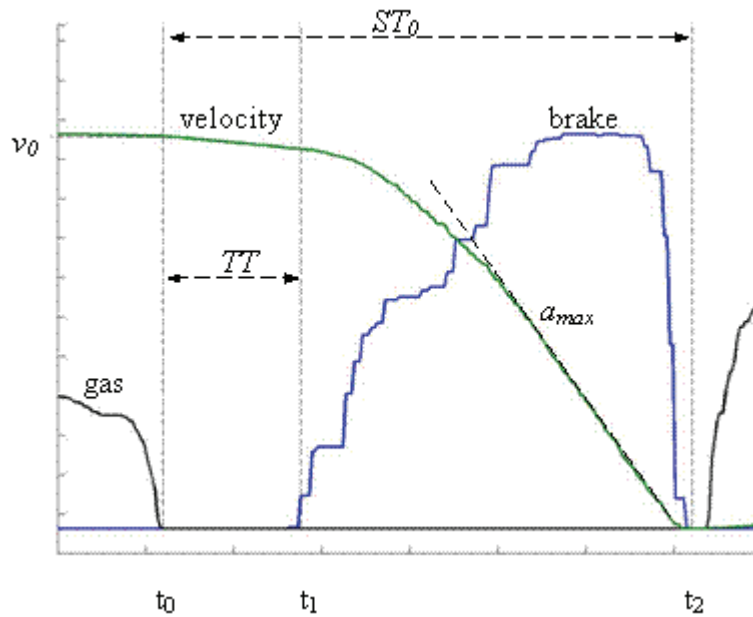
Für die subjektive Bewertung der Parametersätze sollten die Versuchsteilnehmer nach jeder Strecke vier Fragen beantworten:

- Wie realistisch ist das Manöver?
- Wie genau/präzise lässt sich das Fahrzeug kontrollieren?
- Wie gut passt die Bewegung zum durchgeführten Manöver?
- Wie haben Sie sich gefühlt?

Die Fragen wurden auf einer zweistufigen 15er-Skala (Tabelle 4-1 in Kapitel 4.1.1) in Kategorien von z. B. „sehr schlecht“ bis „sehr gut“ bewertet. Auf den manöverspezifischen Strecken S2 und S3 wurden die Fragen bezogen auf jede der drei vorkommenden vorgegebenen Geschwindigkeiten (50, 80 und 120 km/h) separat gestellt.

Für die Analyse der Fahrdaten sowohl der Real- als auch der Simulatorfahrten wurde der Fokus auf Variablen gesetzt, die direkt das Steuerungsverhalten der Längs- bzw. Querdynamik widerspiegeln. Für die Längsdynamik waren dies vor allem der Mittelwert und die Standardabweichung der Fahrgeschwindigkeit und für die Querdynamik die Standardabweichung der Querablage sowie die Umlenkrate. Diese Kenngrößen wurden separat für die Straßenabschnitte „Gerade Strecke“, „Rechtskurve“, „Linkskurve“ und „Kreuzung“ unter Berücksichtigung der Geschwindigkeitsbegrenzung betrachtet. Nur Abschnitte, die in ausreichender Länge in den unterschiedlichen Strecken vorkamen, wurden berücksichtigt.

Eine besonders intensive Analyse wurde in dieser Studie für die Bremsmanöver vorgenommen. Dazu wurden charakteristische Werte eines Bremsmanövers in Anlehnung an die Studie von BOER ET AL. [Boe00] ausgewählt. Zu den Zeitpunkten, an denen der Fahrer seinen Fuß vom Gaspedal nahm ( $t_0$ ) bzw. seinen Fuß auf das Bremspedal setzte ( $t_1$ ) wurden vier Kenngrößen gemessen: Die Geschwindigkeit  $v$ , die Anhaltezeit  $ST$  als Differenz der aktuellen Zeit und der Anhaltezeit  $t_2$  sowie der Abstand zwischen der aktuellen Wagenposition und der Anhalteposition  $SD$  und der *Time Headway*  $TH$  (s. Kapitel 4.1.2). Darüber hinaus wurden die *Transition Time*, d. h. die während eines Pedalwechsels des Fahrers verstreichende Zeit, sowie die maximale Beschleunigung gemessen. Diese Größen sind in Abbildung G-2 grafisch dargestellt.

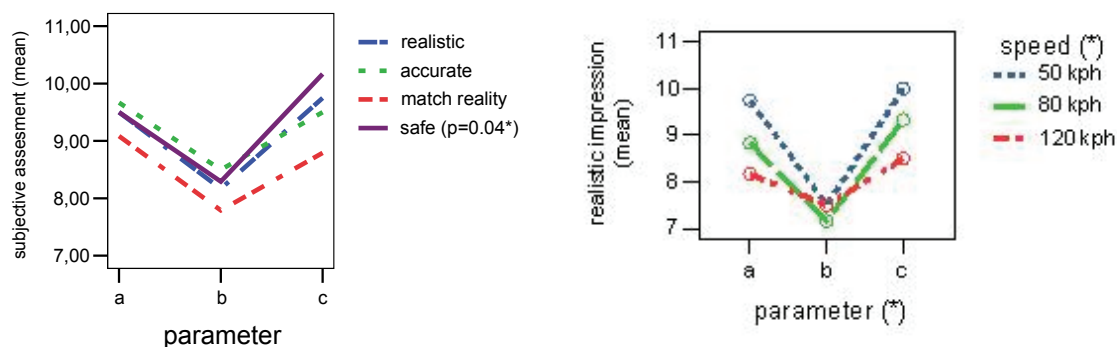


**Abbildung G-2: Charakteristische Kenngrößen eines Bremsmanövers; Zeitpunkt  $t_0$ : Fuß vom Gas;  $t_1$ : Fuß auf der Bremse;  $t_2$ : Auto angehalten;  $v_0$ : Anfangsgeschwindigkeit zum Zeitpunkt  $t_0$ ;  $ST_0$ : Anhaltezeit  $t_2 - t_0$ ;  $TT$ : Zeit für Pedalwechsel (engl. *transition time*)**

Die Analyse sowohl der Fahrdaten als auch der Fragebögen erfolgte hinsichtlich zweier Aspekte: Es wurde untersucht, ob die Wahl von unterschiedlichen *Motion-Cueing*-Parametern für bestimmte Manöver einen spürbaren Einfluss auf die Bewertung der Bewegungsrückmeldung hat und ob das Fahrverhalten bzw. die subjektive Bewertung bei bestimmten Einstellungen als realistischer bewertet werden können. Für die statistische Analyse der Daten wurden die ANOVA und sogenannte T-Tests durchgeführt (s. Kapitel 4.1.1).

## Ergebnisse

Für die nachempfundene Realstrecke S1 werden die Bewertungen hinsichtlich der Parametersätze ( $\Gamma_a$ ,  $\Gamma_b$  und  $\Gamma_c$ ) ausschließlich für die Frage nach der empfundenen Sicherheit signifikant ( $p=0,04$ ). Eine vergleichbare Tendenz ist allerdings auch bei der Bewertung der anderen drei Fragen erkennbar (Abbildung G-3, links).



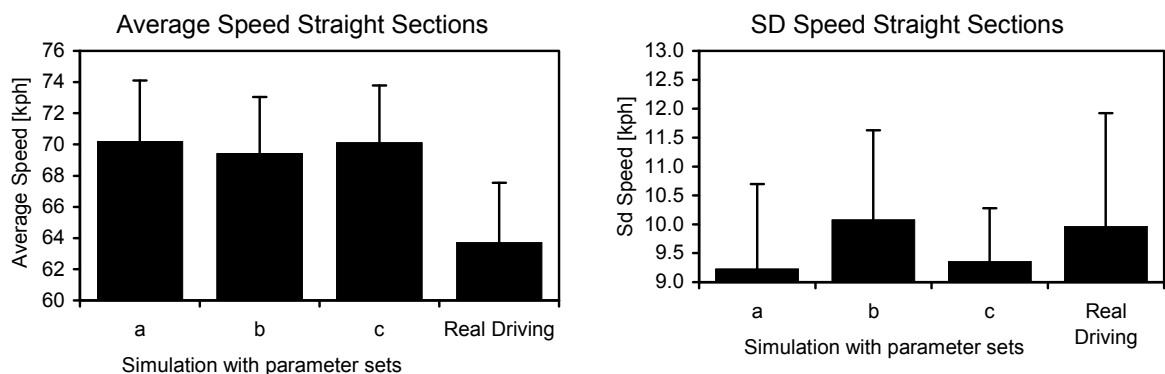
**Abbildung G-3: Mittelwerte der subjektiven Bewertungen der vier erhobenen Aspekte bezogen auf den gefahrenen Parametersatz  $\Gamma_i$  auf der Strecke S1 (links); Mittelwerte der subjektiven Bewertung der Realitätsnähe der Beschleunigungsrückmeldung bezogen auf den gefahrenen Parametersatz  $\Gamma_i$  bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten auf der Strecke S3 (rechts)**

Für Parametersatz  $\Gamma_b$  zeigt sich in allen vier Fällen die niedrigste mittlere Bewertung während die anderen beiden Parametersätze ähnliche Bewertungen erhielten.

Für die Kurvenstrecke S2 kann kein signifikanter Haupteffekt der Parametersätze gefunden werden. In Bezug auf unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten fühlten sich die Probanden bei höheren Geschwindigkeiten weniger sicher. Einzig die Tendenz eines Interaktionseffektes ( $p=0,06$ ) ist für diese Strecke nachweisbar. Die Rückmeldung hinsichtlich längsdynamischer Manöver wurde anhand der Fragebogendaten von der Bremsstrecke S3 analysiert. Alle vier Fragen liefern ähnliche Ergebnisse: Es ergibt sich jeweils eine Interaktion zwischen den gefahrenen Geschwindigkeiten und den Parametersätzen ( $p=0,01$  für die Frage nach der Realitätsnähe). Wie in Abbildung G-3 (rechts) dargestellt, ist die Bewegungsrückmeldung mit Parametersatz  $\Gamma_b$  am wenigsten realistisch und zwar unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit. Die Unterschiede von  $\Gamma_a$  und  $\Gamma_c$  zu  $\Gamma_b$  zeigen sich umso deutlicher, je kleiner die Geschwindigkeit wird.

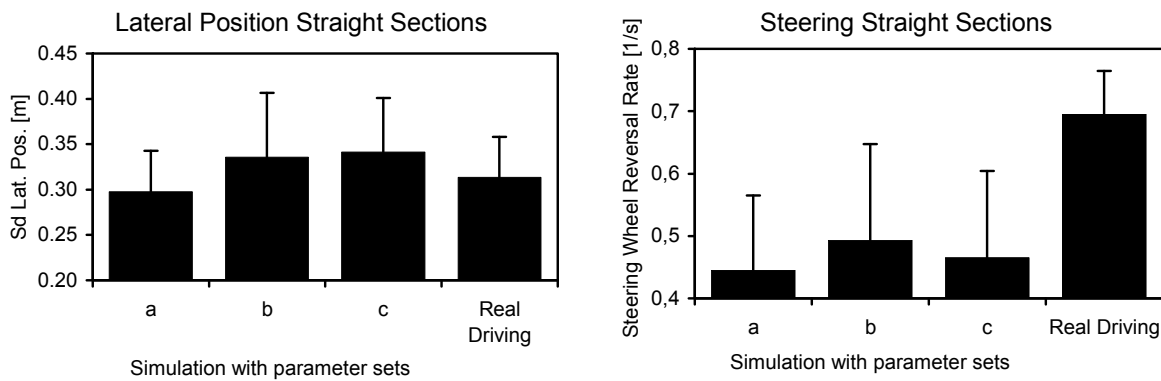
Die Wahl des Parametersatzes hat einen signifikanten Einfluss auf das Auftauchen von Symptomen der Simulatorkrankheit ( $p=0,01$ ):  $\Gamma_b$  verursacht einige Symptome,  $\Gamma_a$  nur sehr wenige und  $\Gamma_c$  überhaupt keine.

Bei der Analyse der objektiven Daten auf der Strecke S1 fällt zunächst ein signifikanter Unterschied zwischen den im Simulator und bei der Realfahrt gefahrenen Geschwindigkeiten auf. Sowohl in Kurven als auch auf geraden Streckenabschnitten wird im Simulator etwa drei bis fünf km/h schneller gefahren (Abbildung G-4). Dies ist auf eine Unterschätzung der tatsächlichen Fahrgeschwindigkeit zurückzuführen, ein Effekt, von dem häufig im Zusammenhang mit Fahrsimulatoren berichtet wird.



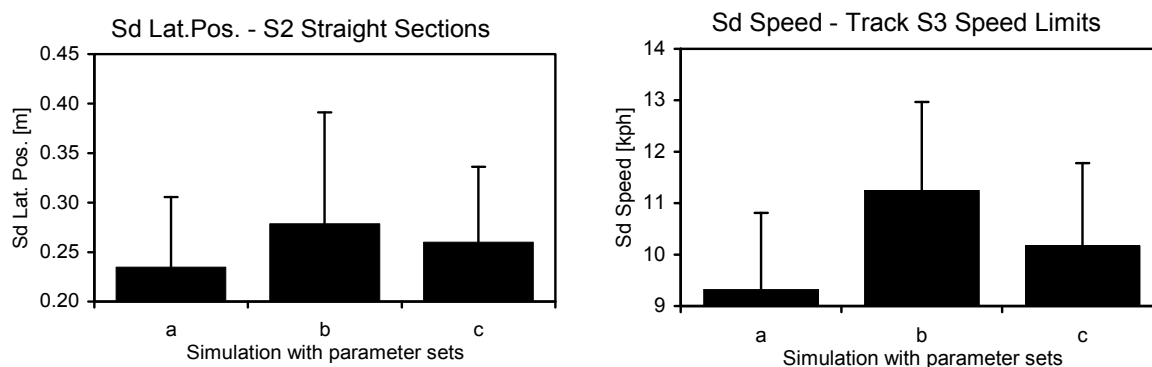
**Abbildung G-4: Mittelwerte (links) und Standardabweichung (rechts) der Fahrgeschwindigkeit auf den geraden Straßenabschnitten der Strecke S1 bei unterschiedlichen Parametersätzen  $\Gamma_i$  bzw. der Realfahrt R**

Für die Standardabweichung der Fahrgeschwindigkeit führt  $\Gamma_b$  zu einer tendenziell höheren Variation als  $\Gamma_a$  ( $p=0,079$ ) oder  $\Gamma_c$  ( $p=0,088$ ). Allerdings weist kein Parametersatz einen signifikanten Unterschied zu den Werten aus der Realfahrt auf. Dies gilt ebenso für die Querablage auf den geraden Streckenabschnitten (Abbildung G-5), wobei hier  $\Gamma_a$  zu weniger Variation führt als  $\Gamma_b$  ( $p=0,004$ ) oder  $\Gamma_c$  ( $p=0,001$ ). Die Umlenkrate wiederum ist in der Realfahrt deutlich größer als bei den Simulatorfahrten. Hier zeigt sich die Tendenz, dass  $\Gamma_b$  zu geringfügig höheren Werten führt ( $p=0,004$ ).



**Abbildung G-5: Mittelwerte der Querablage (links) und der Umlenkrate (rechts) auf den geraden Straßenabschnitten der Strecke S1 bei unterschiedlichen Parametersätzen  $\Gamma_i$  bzw. der Realfahrt R**

Bei der Auswertung der Strecken S2 und S3 wurden die Geschwindigkeitsvorgaben sehr gut eingehalten. Für die Kurvenstrecke (S2) können keinerlei signifikanten Unterschiede zwischen den gemessenen objektiven Kenngrößen bei unterschiedlichen Parametersätzen festgestellt werden. Allerdings ergibt sich ein ähnliches Verteilungsbild bei der Variation der Querablage (Abbildung G-6 links) wie es auch bei der Standardabweichung der Geschwindigkeit auf der Strecke S1 (Abbildung G-4 rechts) bzw. der Strecke S3 (Abbildung G-6 rechts) zu erkennen ist. Auf der Bremsstrecke ist die mittlere Standardabweichung der Geschwindigkeit bei  $\Gamma_b$  sogar signifikant größer als bei  $\Gamma_a$  ( $p=0,005$ ) oder  $\Gamma_c$  ( $p=0,033$ ).

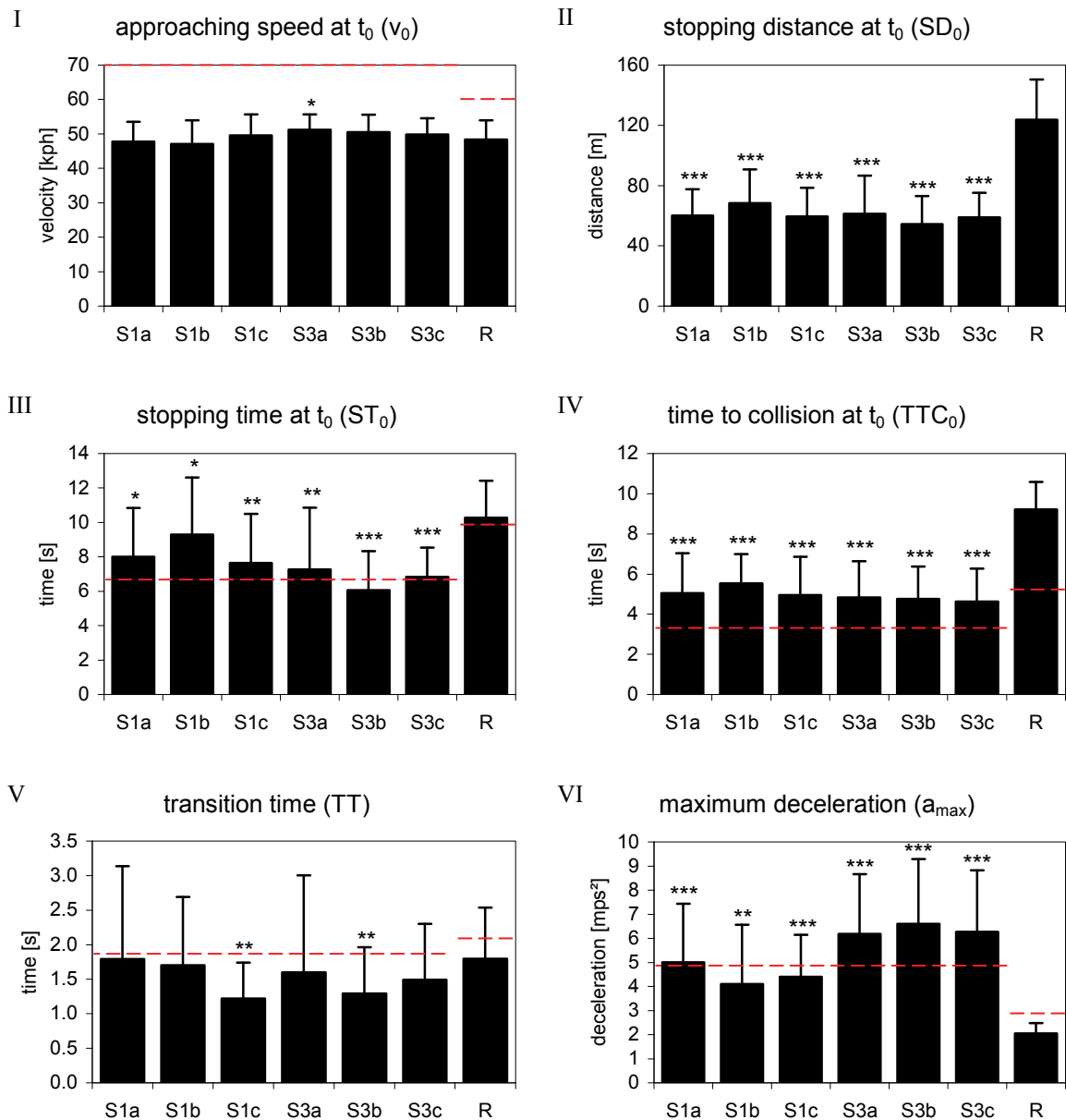


**Abbildung G-6: Standardabweichung der Querablage auf den geraden Straßenabschnitten der Strecke S2 (links) und Standardabweichung der Geschwindigkeit auf der Strecke S3 (rechts) bei unterschiedlichen Parametersätzen  $\Gamma_i$**

Bei der eingehenden Analyse der Bremsmanöver wurden vor allem die Situationen betrachtet, bei denen aus einer Anfangsgeschwindigkeit von etwa 50 km/h heraus bis zum Stillstand gebremst wurde. Nur für diese Manöver gab es genügend vergleichbare Daten auf den drei Strecken S1, S3 und R.

Da sich die Annäherungsgeschwindigkeiten bei fast allen Strecken nicht signifikant unterscheiden (Abbildung G-7 I), können die Manöver miteinander verglichen werden. Dabei weisen nahezu alle Kennwerte der Simulatorfahrten unabhängig von der Strecke oder dem verwendeten Parametersatz signifikante Unterschiede zu den Realfahrten auf. Die Fahrer initiierten das Bremsen in der Realität sehr viel früher und zurückhaltender als in der Simulation, d. h. mit einer höheren *TTC* und mit geringerer maximaler Verzögerung. Die resultierende Bremsdauer ist dementsprechend auch länger. Wie bereits an anderer Stelle

beschrieben, wird die Geschwindigkeit in virtuellen Umgebungen meistens unterschätzt. Die spät einsetzenden Verzögerungen deuten zudem darauf hin, dass Distanzen überschätzt werden (Abbildung G-7 II). Diese beiden Effekte zusammengenommen führen zu einer Überschätzung der aktuellen  $TTC$ , was an den deutlich kleineren  $TTC$  bei Bremsbeginn zu erkennen ist (Abbildung G-7 IV). Die Ergebnisse stimmen mit denen aus der Studie von BOER ET AL. [Boe00] überein. Einzige Ausnahme sind die höheren  $TTC$ , die allerdings durch die niedrigeren Annäherungsgeschwindigkeiten bedingt sind (Abbildung G-7 I und IV).



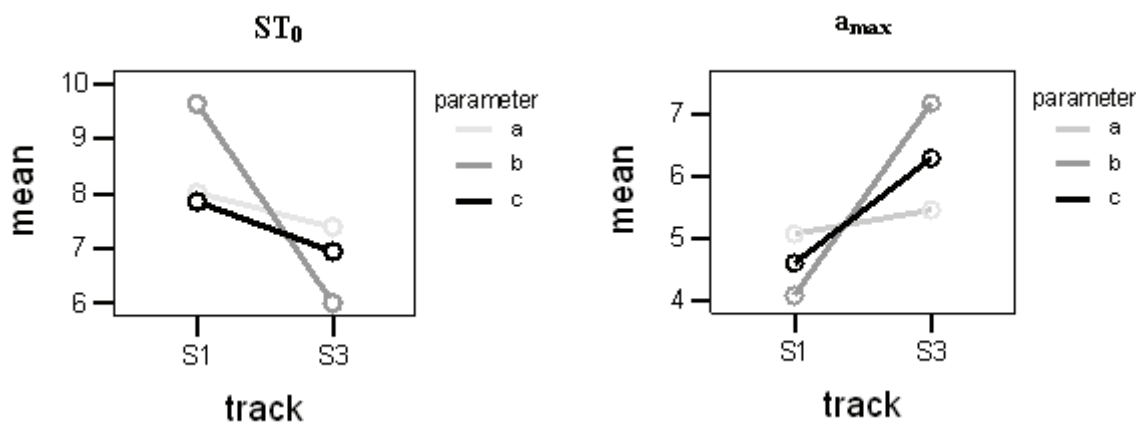
**Abbildung G-7: Charakteristische Kenngrößen von Bremsmanövern (s. Abbildung G-2) auf den Strecken S1 und S3 bei unterschiedlichen Parametersätzen  $\Gamma_i$  und der Realfahrt R im Vergleich zu Ergebnissen aus der Studie von BOER ET AL. [Boe00] (rote gestrichelte Linie)**

Die Bremsmanöver auf den beiden virtuellen Strecken S1 und S3 weisen bei einigen der oben dargestellten charakteristischen Werte eines Bremsmanövers signifikante Effekte auf (s. Tabelle G-4). Sowohl die Streckenauswahl selbst als auch die Interaktion von befahrener Strecke und gewähltem Parametersatz für die Bewegungsrückmeldung haben dabei einen sehr großen Einfluss auf die Anhaltedauer  $ST_0$  und den Betrag der maximalen Verzögerung

$a_{\max}$ . Auf der Bremsstrecke S3 ist für alle Parametersätze die Verzögerungsamplitude größer und die Zeit bis zum Anhalten kleiner als bei der Strecke S1. Am deutlichsten wird dieser Effekt jedoch bei Parametersatz  $\Gamma_b$  (Abbildung G-8).

**Tabelle G-4: ANOVA der Effekte von Strecke und Parameter  $\Gamma_i$  bzw. deren Interaktion**

	$v_0$	$ST_0$	$SD_0$	$TTC_0$	TT	$a_{\max}$
<b>Strecke</b>	0,060	0,008	0,120	0,074	0,424	0,000
<b>Parameter</b>	0,633	0,730	0,868	0,436	0,356	0,056
<b>Strecke*Parameter</b>	0,134	0,008	0,046	0,203	0,160	0,000



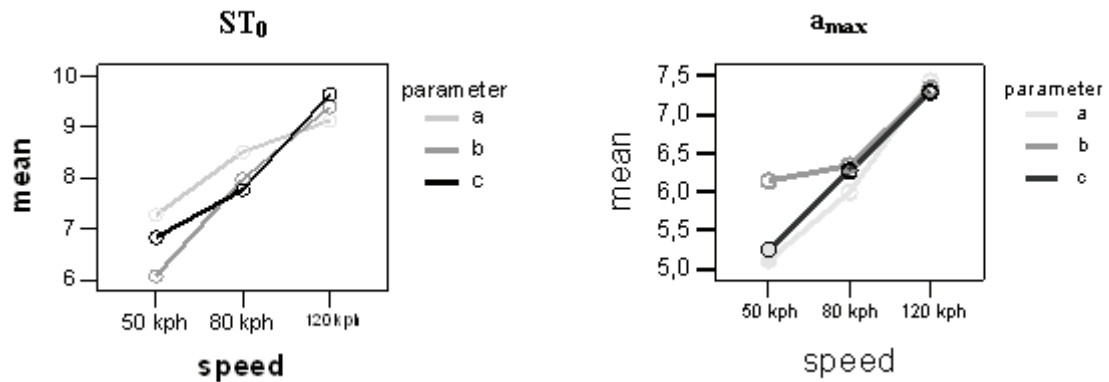
**Abbildung G-8: Mittelwerte der Anhaltezeit  $ST_0$  (links) und dem Betrag der maximalen Verzögerung (rechts) auf den Strecken S1 und S3 bezogen auf die Parametersätze  $\Gamma_i$**

Eine zusätzliche ANOVA wurde für die charakteristischen Kenngrößen eines Bremsmanövers auf der Strecke S3 bezogen auf die Wechselwirkung zwischen den Effekten der Parameterwahl und der Fahrgeschwindigkeit durchgeführt. Es zeigt sich ausschließlich ein signifikanter Effekt der Geschwindigkeit unabhängig von dem gewählten Parametersatz (Tabelle G-5).

**Tabelle G-5: ANOVA der Effekte von Fahrgeschwindigkeit und Parameter  $\Gamma_i$  bzw. deren Interaktion**

	$ST_0$	$ST_1$	$TTC_0$	$TTC_1$	TT	$a_{\max}$
<b>Geschwindigkeit</b>	0,000	0,000	0,000	0,000	0,725	0,000
<b>Parameter</b>	0,631	0,936	0,797	0,294	0,271	0,598
<b>Geschw.* Param.</b>	0,246	0,266	0,131	0,088	0,533	0,689

In Abbildung G-9 ist der zu erwartende, annähernd lineare Zusammenhang zwischen der Anhaltezeit bzw. dem Betrag der maximalen Verzögerung und der Geschwindigkeit deutlich zu erkennen.



**Abbildung G-9: Mittelwerte der Anhaltezeit  $ST_0$  (links) und des Betrags der maximalen Verzögerung (rechts) bei drei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeitsbereichen (50, 80, 120 km/h) bezogen auf die Parametersätze  $\Gamma_i$**

Zusammenfassend lassen sich anhand der Daten des Versuches MC2 zwei wesentliche Aussagen treffen:

- Der Parametersatz  $\Gamma_b$  wurde in fast allen von den Probanden beantworteten Fragen am schlechtesten bewertet, er verursachte die stärksten Symptome von Simulatorkrankheit, führte zu einer stärkeren Variation der Querablage und einer größeren Umlenkrate. Da dieser Parametersatz ausschließlich für Querdynamik optimiert wurde, ist der Schluss zulässig, dass ein gutes *Tuning* der Längsdynamik von entscheidender Bedeutung für den Gesamteindruck der Bewegungsrückmeldung und zur Vermeidung von Simulatorkrankheit ist.
- Charakteristische Kenngrößen für Bremsmanöver variieren mit der Fahrgeschwindigkeit, jedoch unabhängig von den in diesem Versuch gewählten Parametersätzen. Da in den subjektiven Bewertungen Unterschiede zwischen den Einstellungen zu erkennen sind, scheint die Variation der Fahrgeschwindigkeit für die vollständige Bewertung von *Motion-Cueing*-Parametrierungen nicht notwendig zu sein.

### G.3 Versuch MC3 - Erweiterte Parametrierung

Der Versuch MC3 diente dazu ein erweitertes Tuning  $\Gamma_d$  mit dem in MC2 am besten bewerteten Parametersatz  $\Gamma_c$  zu vergleichen.

#### Versuchsdesign

An diesem Versuch nahmen fünf Personen teil, von denen vier (zwei männlich, zwei weiblich) den Versuch erfolgreich beendeten. Es wurden die Kurvenstrecke S2 und die Bremsstrecke S3 aus dem Versuch MC2 sowie eine aus Kreuzungen bestehende Strecke S4 ausgewählt. Die Strecke S4 diente der Durchführung von Abbiegemanövern. Der Parametersatz  $\Gamma_d$  (s. Anhang F) wurde unter Berücksichtigung der klassischen Vorgehensweise der Drehgeschwindigkeitsbegrenzung auf einen Wert von 3 %s optimiert und in diesem Versuch mit dem in der Studie MC2 verwendeten Parametersatz  $\Gamma_c$  verglichen. Um Reihenfolgeeffekten entgegenzuwirken wurde die Abfolge der Bewertungen variiert (Tabelle G-6).

Tabelle G-6: Variation der Reihenfolge der Versuchsabläufe beim Versuch MC3

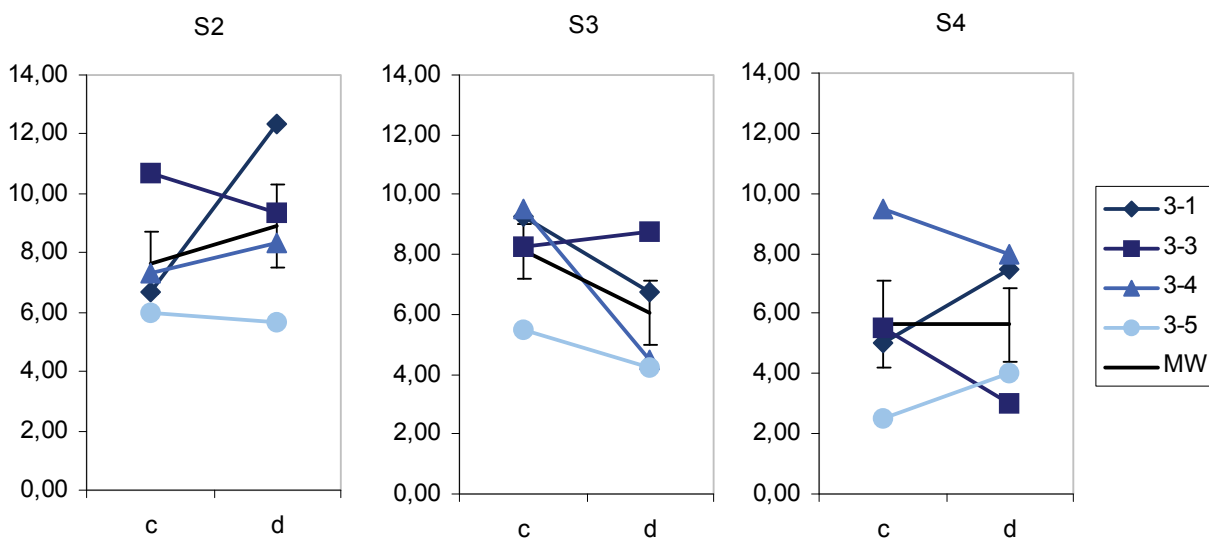
		Reihenfolge Parametersätze $\Gamma_i$	
		c-d	d-c
Reihenfolge Strecke	S3-S2-S4	I	II
Zuordnung der VP		3-1, 3-5	3-3, 3-4

### Messgrößen

Für die Strecken S2 und S3 wurden die Fragen nach der Realitätsnähe aus der Studie MC2 (s. Anhang G.2) übernommen, d. h. die Frage wurde mit der 15er-KU-Skala für jede der Strecken und jede vorkommende Geschwindigkeitsbegrenzung (50, 80 und 120 km/h) einzeln gestellt. Für die Strecke S4 wurden die Fragen auf Abbiegemanöver angepasst.

### Ergebnisse

In Abbildung G-10 sind die Bewertungen der Probanden für den jeweiligen Parametersatz, gemittelt über alle Geschwindigkeiten, für die drei Strecken dargestellt.



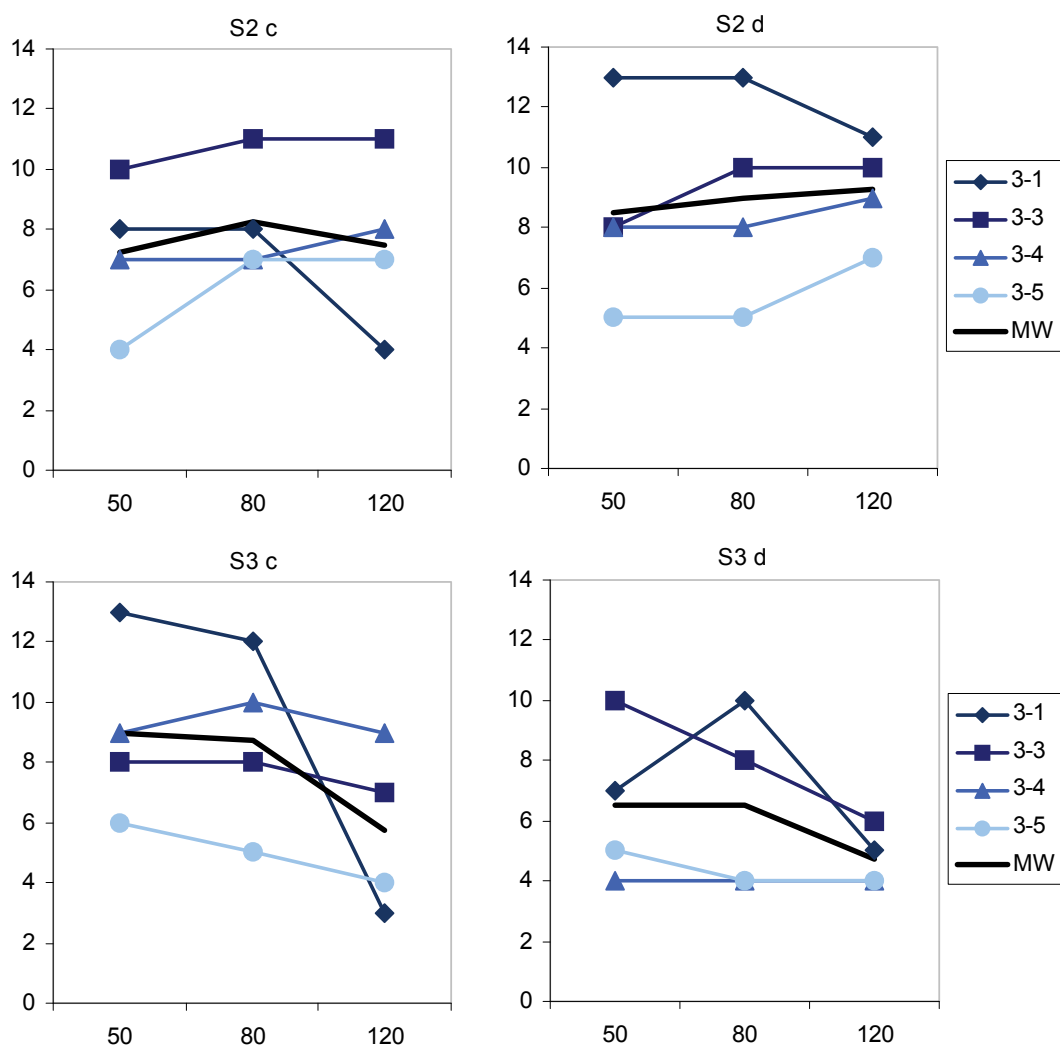
**Abbildung G-10: Bewertungen der Frage nach der Realitätsnähe der Bewegungsrückmeldung bezogen auf die Parametersätze  $\Gamma_c$  und  $\Gamma_d$  auf den Strecken S2 (Kurven), S3 (Bremsen) und S4 (Abbiegen) beim Versuch MC3; zusätzliche Darstellung des Mittelwertes über alle Probanden inkl. Standardfehler**

Für die Kurvenstrecke S2 ist eine bessere Bewertung von Parametersatz  $\Gamma_d$  zu erkennen, wogegen für die Bremsstrecke S3 Parametersatz  $\Gamma_c$  besser beurteilt wurde. Die einzige Ausnahme bilden die Bewertungen von Proband 3-3. Das bedeutet, dass für Kurvenfahrten eine Skalierung von 0,3 und eine Drehgeschwindigkeitsbegrenzung von 30 %/s gegenüber einer höheren Skalierung von 0,5 in Kombination mit der klassischen Begrenzung auf 3 %/s bevorzugt wurde. Beim Bremsen dagegen wurde die Begrenzung der Drehgeschwindigkeiten



akzeptiert, allerdings wird diese hier auch in Verbindung mit einem sehr niedrigen Skalierungsfaktor von 0,1 eingesetzt. Beim Abbiegemanöver zeigt sich, dass die Reihenfolge der Parametersätze einen Einfluss auf das Ergebnis hat: der zuerst gefahrenen Parametersatz wurde in allen vier Fällen schlechter bewertet ( $\Gamma_d$  bei VP 3-3 und VP 3-4 bzw.  $\Gamma_c$  bei VP 3-1 und VP 3-5, vgl. Tabelle G-6). Generell liegen die Bewertungen eher im mittleren Bereich bzw. das Abbiegen wurde sogar in den meisten Fällen als eher unrealistisch bewertet (Bewertung zwischen 4 und 6).

Wie oben geschildert wurde die Bewertung der Probanden für die drei vorkommenden Geschwindigkeitsvorgaben von 50, 80 und 120 km/h, an die sich die Probanden halten sollten, einzeln erfragt. Der Zusammenhang zwischen der Fahrgeschwindigkeit und der eingestellten Parametrierung ist in Abbildung G-11 für die Strecken S2 und S3 dargestellt.



**Abbildung G-11: Bewertungen der Parametersätze in Abhängigkeit der vorgegebenen Fahrgeschwindigkeit für die Kurvenstrecke S2 (oben) und die Bremsstrecke S3 (unten); Parametersatz  $\Gamma_c$  (links) und  $\Gamma_d$  (rechts); Darstellung des Mittelwertes über alle Probanden**

Für die Kurvenstrecke S2 zeigen sich bei keinem der beiden Parametersätze eindeutige Unterschiede der Bewertung bezogen auf die Fahrgeschwindigkeit. Beim Bremsen dagegen ist unabhängig von der aktuellen Parametereinstellung eine schlechtere Bewertung bei

höheren Geschwindigkeiten, insbesondere bei 120 km/h, zu erkennen. Hier scheinen sich störende *Cues* besonders ausgeprägt bemerkbar zu machen.

## G.4 Versuch MC4 - Experten-Tuning

Der Versuch MC4 zielte darauf ab, ein an den jeweiligen Fahrer angepasstes, individuelles Tuning zu ermitteln. Als Probanden wurden dabei mehrere Experten aus dem Bereich der Fahrdynamik eingesetzt. So konnten zum einen Erkenntnisse über dieses *Tuning*-Verfahren erlangt werden und zum anderen ergaben sich mehrere Parametersätze für identische Manöver, die bei der anschließenden Analyse auf Übereinstimmungen geprüft werden konnten.

### Versuchsdesign

An diesem Versuch nahmen vier Probanden teil (alle männlich), von denen drei den Versuch vollständig durchführten. Alle vier sind aufgrund ihres Berufs Experten auf dem Gebiet der Fahrdynamik. Der Versuch begann jeweils mit einem kurzen Training, um die Testfahrer an die virtuelle Umgebung des Simulators und die Handhabung der Bedienelemente (Pedale, Lenkrad) zu gewöhnen (s. Abbildung G-12).

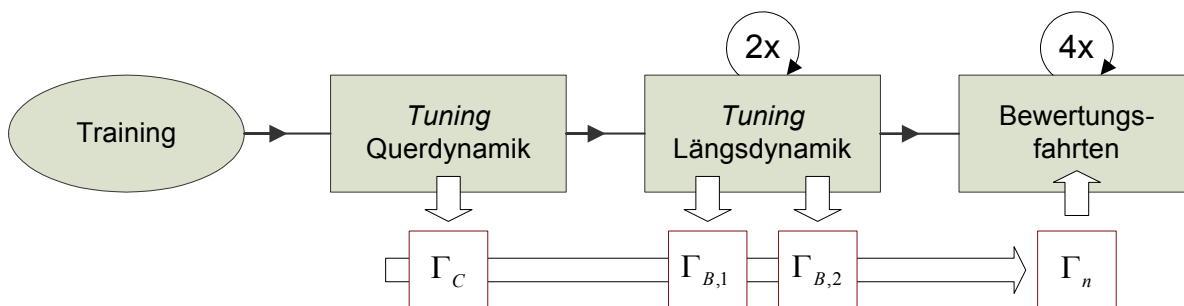


Abbildung G-12: *Tuning*-Ablauf beim Versuch MC4

Anschließend wurde in zwei Abschnitten ein individuelles *Tuning* mit jedem Probanden durchgeführt, wobei im ersten Abschnitt die Bewertung und Optimierung der spürbaren Querbeschleunigungen im Vordergrund stand, während im zweiten Abschnitt die empfundene Längsdynamik behandelt wurde. Beim jeweiligen *Tuning* erfolgte nach einer Testfahrt, für die manöverspezifische Strecken ausgewählt wurden (Kurven- bzw. Bremsstrecke), eine verbale Rückmeldung des Probanden über die erfahrene Beschleunigung und gegebenenfalls über störende Artefakte in der Signaldarstellung. Der Versuchsleiter, ein *Motion-Cueing*-Experte, ordnete diese Beschreibung einem Freiheitsgrad und einem *Cueing*-Fehlertyp (s. Kapitel 2.1.4) zu und variierte entsprechend die Parametrierung. Dieses, in Kapitel 4.3.2 detailliert beschriebene Vorgehen wurde solange durchgeführt, bis der Proband mit dem Fahrerlebnis zufrieden war. Für die Querdynamik ergab sich so der Parametersatz  $\Gamma_C$ . Für die Längsdynamik wurden zwei Parametersätze unabhängig voneinander ermittelt, zum einen für das Bremsen und Beschleunigen während der Fahrt  $\Gamma_{B,1}$  und zum anderen für die gleichen Manöver aus dem Stand bzw. bis zum Stillstand des Fahrzeugs  $\Gamma_{B,2}$ . Alle *Tuning*-Abläufe begannen mit den in Parametersatz  $\Gamma_0$  enthaltenen Startwerten (s. Anhang F). Der zweite Teil dieses Versuchs, nach einer kleinen Pause für die Probanden, bestand aus vier Bewertungsfahrten, bei denen die Kurvenstrecke aus dem ersten Tuning befahren wurde (s. Abbildung G-12), dieses Mal jedoch inklusive einiger Brems- und Beschleunigungsmanöver.

Die vier Bewertungsfahrten wurden mit den Parametersätzen  $\Gamma_{VP,1}$ ,  $\Gamma_{VP,2}$ ,  $\Gamma_e$  und  $\Gamma_e^*$  durchgeführt. Dabei sind die beiden Parametersätze  $\Gamma_{VP,1}$  und  $\Gamma_{VP,2}$  die mit dem jeweiligen Fahrdynamikexperten in den *Tuning*-Durchgängen ermittelten Parameter für die Quer- und Längsdynamik  $\Gamma_{VP,1} = \Gamma_C \cup \Gamma_{B,1}$  bzw.  $\Gamma_{VP,2} = \Gamma_C \cup \Gamma_{B,2}$ . Die beiden anderen Parametersätze sind identisch und wurden in einem *Tuning* nach der im ersten Versuch MC1 (s. Anhang G.1) verwendeten Methode und aufbauend auf den Ergebnissen aus der Studie MC3 (s. Anhang G.3) ermittelt. Das Symbol „\*“ bei Parametersatz  $e^*$  steht für die Verwendung eines alternativen Fahrdynamikmodells. Die Reihenfolge der Parametersätze variierte von Proband zu Proband, wobei niemals die beiden im individuellen *Tuning* ermittelten Parametersätze nacheinander verwendet wurden (Tabelle G-7).

**Tabelle G-7: Variation der Parametersätze beim Versuch MC4**

	Parametersätze $\Gamma_n$			
	$VP_1 - e - VP_2 - e^*$	$e - VP_1 - e^* - VP_2$	$VP_2 - e^* - VP_1 - e$	$e^* - VP_2 - e - VP_1$
Set-Up	I	II	III	IV

### Messgrößen

Es wurden bei dieser Studie ausschließlich subjektive Kriterien zum Vergleich der unterschiedlichen Parametrierungen des *Classical Washout* verwendet. Diese wurden in Form von Fragebögen erhoben, die nach jeder Fahrt von den Probanden ausgefüllt wurden. Die zu bewertenden Kriterien waren

- die Stärke
- das Timing bei Manöverbeginn
- das Timing am Ende des Manövers und
- der Gesamteindruck

der wahrgenommenen Beschleunigungen. Die Bewertung wurde auf der in Tabelle 4-1 (Kapitel 4.1.1) vorgestellten 15-stufigen KU-Skala vorgenommen.

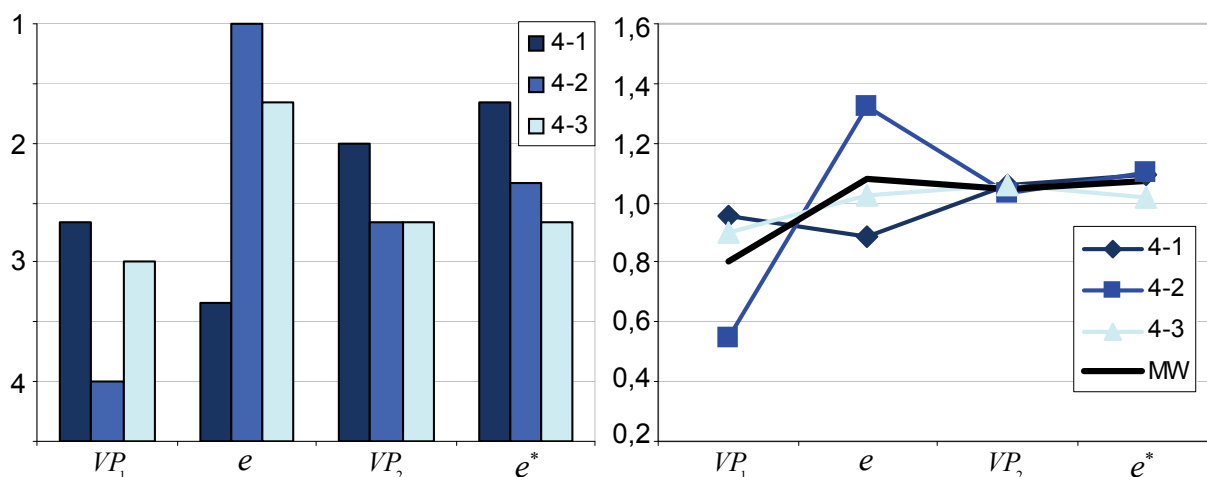
### Ergebnisse

Die Bewertungsbereiche, d. h. der Unterschied zwischen der niedrigsten und der höchsten Bewertung, sind je nach bewertetem Manöver und bewertendem Probanden zum Teil sehr unterschiedlich ausgefallen (s. Tabelle G-8). Um eine bessere Vergleichbarkeit zu erreichen wurden diese daher mit der individuellen mittleren Bewertung, d. h. mit dem Mittelwert aller Bewertungen eines Probanden normiert, um eine bessere Vergleichbarkeit zu erreichen. Alternativ können die, sich aus den jeweiligen Urteilen ergebenden, Rangreihenfolgen als eine ebenfalls gut vergleichbare Kenngröße verwendet werden (Tabelle G-8, unten).

**Tabelle G-8: Bewertung der Parametersätze  $\Gamma_i$  durch die Probanden (VP-1 bis VP-3) bei unterschiedlichen Manövern (B1, B2, C); B1: Bremsen/Beschleunigen während der Fahrt; B2: Bremsen/Beschleunigen bis zum/aus dem Stillstand; C: Kurvenfahrt; Normierung mittels individueller mittlerer Bewertung; Mittelwerte über alle erfragten subjektiven Kriterien (obere Hälfte) und die sich daraus ergebenden Rangreihenfolgen (untere Hälfte)**

$\Gamma_i$	VP 4-1				VP 4-2				VP 4-3			
	$VP_1$	$e$	$VP_2$	$e^*$	$VP_1$	$e$	$VP_2$	$e^*$	$VP_1$	$e$	$VP_2$	$e^*$
<b>Bewertung B1</b>	7,75	6,75	8,75	9,5	6,5	11,5	11	8,5	12	12,5	10,8	10,5
<b>Bewertung B2</b>	7,25	7,75	9,25	10,3	3,75	10	8,5	9,5	10,8	11	10,5	13
<b>Bewertung C</b>	9,25	8	8,75	8	3,5	11,8	6,5	9,75	5,5	8,75	12	8,5
<b>mittlere Bewertung</b>	8,08	7,5	8,92	9,25	4,58	11,1	8,67	9,25	9,42	10,8	11,1	10,7
<b>normierte mitt. Bewertung</b>	0,96	0,89	1,06	1,10	0,55	1,32	1,03	1,10	0,90	1,03	1,06	1,02
<b>Rang B1</b>	3	4	2	1	4	1	2	3	2	1	3	4
<b>Rang B2</b>	4	3	2	1	4	1	3	2	3	2	4	1
<b>Rang C</b>	1	3	2	3	4	1	3	2	4	2	1	3
<b>mittlerer Rang</b>	2,67	3,33	2,00	1,67	4,00	1,00	2,67	2,33	3,00	1,67	2,67	2,67

Die Übereinstimmung der Rangreihenfolgen über alle Manöver ist bei VP 4-2 am höchsten, was zu der am deutlichsten differenzierten Reihenfolge bei der Mittelung über alle Manöver führt (s. Abbildung G-13, links).



**Abbildung G-13: Mittlerer Rang der vier Parametrierungen  $\Gamma_i$  aus Tabelle G-8, angegeben für alle drei Probanden VP-1, VP-2 und VP-3**

Eine vergleichbare, allerdings nicht ganz so ausgeprägte Einordnung zeigt sich bei VP 4-3. Bei VP 4-1 dagegen ergibt sich eine völlig andere Präferenz. Es zeigt sich, dass, bis auf die Einordnung des Parametersatzes  $\Gamma_e$  von VP-1, die vorab eingestellte Parametrierung besser

abschneidet, als die aus den individuell parametrisierten Werten zusammengestellten Parametersätze  $\Gamma_{VP,1}$  und  $\Gamma_{VP,2}$ .

Die normierten Urteile zeigen, dass im Mittel der Parametersatz  $\Gamma_e$  bzw.  $\Gamma_e^*$  und der Parametersatz  $\Gamma_{VP,2}$  ähnlich bewertet wurden (s. Abbildung G-13, rechts). Ausschließlich der Parametersatz  $\Gamma_{VP,1}$ , dessen längsdynamische Parameterwerte aufgrund von Brems- und Beschleunigungsmanövern während der Fahrt optimiert wurden, erhielt deutlich schlechtere Bewertungen.

In Bezug auf die *Tuning*-Methode ergeben sich zwei Schlussfolgerungen:

- Für ein individuelles *Tuning* der längsdynamischen *Motion-Cueing*-Parameter sollten Brems- und Beschleunigungsmanöver bis zum bzw. aus dem Stand gefahren werden.
- Generell führt ein manöverspezifisches *Tuning*, wie es für Parametersatz  $\Gamma_e$  durchgeführt worden ist, zu einer besser akzeptierten Bewegungsrückmeldung.

Beim Vergleich der aus den individuellen *Tuning*-Abläufen der drei Probanden resultierenden Parameterwerte für den *Classical Washout* (s. Anhang F) ergibt sich keine eindeutige Aussage in Bezug auf einzelne Parameterwerte. Es wurde z. B. beim *Tuning* insgesamt viermal eine Drehgeschwindigkeitsbegrenzung von 3 °/s bevorzugt (je zweimal für den Nick- bzw. Wankwinkel). Die resultierenden vier Parametersätze wurden jedoch bei der im zweiten Teil des Versuchs durchgeführten Bewertung sehr unterschiedlich beurteilt, so dass keine allgemeingültige Schlussfolgerung getroffen werden kann.

## G.5 Versuch MC5 - Drehpunkt und Drehgeschwindigkeitsbegrenzung

Der Versuch MC5 hatte das Ziel, den Einfluss zweier *Motion-Cueing*-Parameter auf die wahrgenommene Beschleunigung bei einer Vollbremsung zu untersuchen. Variiert wurden der Drehpunkt und die Drehgeschwindigkeitsbegrenzung. Der Versuch wurde ausführlich im Rahmen der „*Driving Simulator Conference – Europe 2008*“ vorgestellt [Fis08a].

### Versuchsdesign

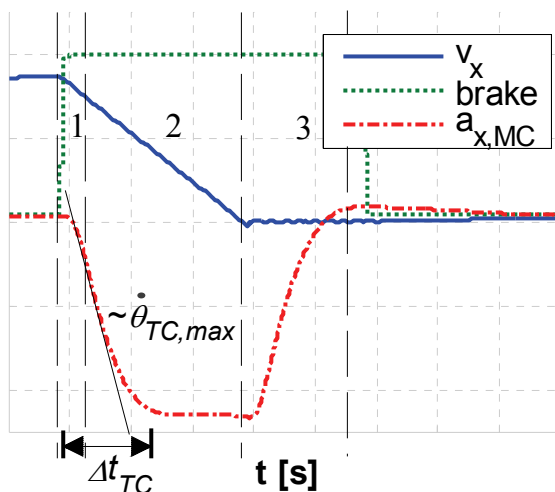
An dem Versuch nahmen 13 Fahrer (alle männlich) im Alter von 20 bis 25 Jahren teil. 12 Teilnehmer beendeten den Versuch erfolgreich. Es wurde ein *Classical-Washout*-Algorithmus (s. Kapitel 3.1.1) mit vier unterschiedlichen Parameterkombinationen verwendet. Dabei wurden zum einen die Drehgeschwindigkeitsbegrenzung der *Tilt Coordination* und zum anderen der Drehpunkt variiert. Die Drehgeschwindigkeit wurde entweder auf den in der Literatur üblicherweise als Wahrnehmungsschwelle benannten Wert von 3 °/s begrenzt (s. Tabelle 2-2 in Kapitel 2.2.2) oder mit einem Wert von 30 °/s praktisch unbegrenzt belassen, da dieser Wert mit dem *Classical Washout* und den verwendeten Parametern nie erreicht wird. Mit der Variation des Drehpunktes der *Tilt Coordination*, also dem Punkt, um den die Plattform gedreht wird, ergeben sich unterschiedliche translatorische Beschleunigungen des Fahrerkopfes und -körpers, wie in Kapitel 4.2.4 diskutiert wurde. Für den Versuch MC5 wurden die Drehpunkte ober- und unterhalb des Fahrers betrachtet (ca. 75 cm oberhalb bzw. 100 cm unterhalb des Fahrerkopfes).

Die sich ergebenden vier Parameterkombinationen sind in Tabelle G-9 aufgeführt. Alle weiteren, nicht variierten Parameter des verwendeten *Motion-Cueing*-Algorithmus sind in Anhang F angegeben.

**Tabelle G-9: Parameterkombinationen beim Versuch MC5**

	<b>Drehpunkt</b>	<b>Begrenzung der Drehrate</b>
$\Gamma_{UpL}$	oben ( $z = 0$ m)	limitiert ( $3^\circ/\text{s}$ )
$\Gamma_{UpU}$	oben ( $z = 0$ m)	unbegrenzt ( $30^\circ/\text{s}$ )
$\Gamma_{DwnL}$	unten ( $z = 1,75$ m)	limitiert ( $3^\circ/\text{s}$ )
$\Gamma_{DwnU}$	unten ( $z = 1,75$ m)	unbegrenzt ( $30^\circ/\text{s}$ )

In acht Durchgängen wurde jeweils zweimal mit jedem Parametersatz gefahren. In jedem Durchgang sollte auf 80 km/h beschleunigt, die Geschwindigkeit kurz gehalten und dann mit einer Vollbremsung das Fahrzeug zum Stehen gebracht werden. So konnte ein hohes Maß an fahrdynamischer Übereinstimmung aller Durchgänge trotz interaktiver Fahrzeugkontrolle erreicht werden. In der Instruktion wurde das Manöver in drei einzeln zu bewertende Phasen unterteilt (Abbildung G-14): Den Manöverbeginn vom Zeitpunkt der Bremspedalbetätigung bis zum Auftreten der ersten wahrnehmbaren Verzögerung, eine Phase der konstanten Verzögerung und schließlich das Ende des Manövers, also in diesem Fall das Anhalten des Fahrzeugs.



**Abbildung G-14: Phaseneinteilung einer Vollbremsung.;** 1: Bremspedalbetätigung bis zum Auftreten einer wahrnehmbaren Verzögerung; 2: konstante Verzögerung; 3: visueller Fahrzeugstillstand bis zum Ende der wahrnehmbaren Simulatorbewegung

Zwei Größen, welche die Auswirkung einer Drehratenbegrenzung verdeutlichen, sind die maximal vorkommende Drehrate  $\dot{\theta}_{TC,max}$  einerseits und die Zeitverzögerung  $\Delta t_{TC}$  andererseits, welche die Zeit bis zur vollständigen Darstellung der Verzögerung durch die *Tilt Coordination* kennzeichnet. Die entsprechenden Werte der vier Parameterkombinationen sind in Tabelle G-10 für eine fahrdynamische Verzögerung von  $-7 \text{ m/s}^2$  und einen *Motion-Cueing*-Skalierungsfaktor für Längsbeschleunigungen von 0,3 angegeben.

**Tabelle G-10: Maximale durch die *Tilt Coordination* vorgegebene Drehrate  $\dot{\theta}_{TC,max}$ , tatsächliche Drehrate  $\dot{\theta}_{S,max}$  und Zeitverzögerung  $\Delta t_{TC}$  bis zur vollständigen Darstellung einer Verzögerung von -7 m/s<sup>2</sup> bei einem Skalierungsfaktor von 0,3**

		Parametersatz		
		$\Gamma_{UpL}, \Gamma_{DwnL}$	$\Gamma_{UpU}, \Gamma_{DwnU}$	
<b>Begrenzung</b>	$\dot{\theta}_{TC,lim}$	3	30	[°/s]
<b>resultierende Kenngrößen</b>	$\dot{\theta}_{TC,max}$	3	16	[°/s]
	$\dot{\theta}_{S,max}$	3	11	[°/s]
	$\Delta t_S$	4	1,5	[s]

Während der Einfluss der Simulatordynamik bei den schnellen Drehungen mit Parametersatz  $\Gamma_{UpU}$  und  $\Gamma_{DwnU}$  zu einer Reduktion der realen maximalen Drehgeschwindigkeit des Simulators  $\dot{\theta}_{S,max}$  führt, zeigt sich bei der Begrenzung auf maximal 3 °/s keine solche Auswirkung.

Da das Fahrzeug bei einem Bremsmanöver mit einer konstanten Verzögerung von -7 m/s<sup>2</sup> und einer Ausgangsgeschwindigkeit von 80 km/h bereits nach etwa 2,5 s zum Stehen kommt, wurde mit der Drehratenlimitierung von 3 °/s ( $\Gamma_{UpL}, \Gamma_{DwnL}$ ) die angestrebte Neigung von 12,36° (entsprechend -7\*0,3 = 2,1 m/s<sup>2</sup>) nie erreicht.

Um für die Auswertung der Fragebögen Reihenfolgeeffekte ausschließen zu können wurde die Bewertungsreihenfolge in vier verschiedenen Varianten (a bis d) präsentiert (Tabelle G-11). Jede Variante wurde für drei Versuchspersonen ausgewählt.

**Tabelle G-11: Variation der Reihenfolge (MC5); 1:  $\Gamma_{UpL}$  (s. Tabelle G-9); 2:  $\Gamma_{UpU}$  · 3:  $\Gamma_{DwnL}$  · 4:  $\Gamma_{DwnU}$**

		Durchgang							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
<b>Set-up</b>	<b>a</b>	1	3	2	4	1	2	3	4
	<b>b</b>	2	1	4	3	2	4	1	3
	<b>c</b>	3	4	1	2	3	1	4	2
	<b>d</b>	4	2	3	1	4	3	2	1

### Messgrößen

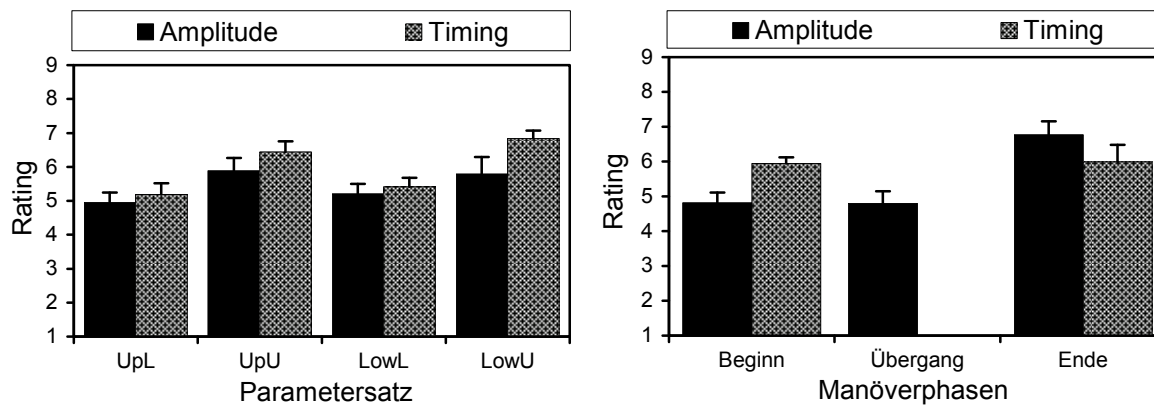
Die subjektive Einschätzung der wahrgenommenen Bremscharakteristik wurde nach jedem Durchgang hinsichtlich ihrer Stärke (für alle drei Phasen nach Abbildung G-14) und hinsichtlich ihres Timings (für Phase 1 und 3) erfragt. Dabei wurde die in Kapitel 4.1.1 (Tabelle

4-1) beschriebene zweistufige Bewertungsskala zu der Frage verwendet, als wie realistisch die jeweilige Größe eingeschätzt wird. Dabei reichten die verbalen Kategorien von „viel zu wenig“ über „genau richtig“ bis hin zu „viel zu viel“, so dass in diesem Fall der mittlere Bereich (7 bis 9 auf der linearen Skala) das Optimum darstellte. Objektive Messgrößen wurden in diesem Versuch nicht betrachtet.

## Ergebnisse

Das zentrale Ergebnis dieser Studie zeigt sich im *Rating* der Parametersätze Abbildung G-15, links). Sowohl bei der Frage nach dem Timing als auch bei der Frage nach der Stärke wurden die Parametersätze ohne Drehratenlimitierung ( $\Gamma_{UpU}$ ,  $\Gamma_{DwnU}$ ) signifikant besser bewertet als diejenigen mit einer Begrenzung ( $\Gamma_{UpL}$ ,  $\Gamma_{DwnL}$ ). Dagegen zeigen sich bei der Variation des Drehpunktes keinerlei signifikante Effekte.

Bezogen auf die in Tabelle G-10 angegebenen Werte bedeutet dies, dass eine wahrnehmbare Drehbeschleunigung von bis zu 16 %/s besser akzeptiert wurde als ein Zeitverzug des Beschleunigungssignals gegenüber der visuellen Wahrnehmung von mehr als 1,5 s.



**Abbildung G-15: Bewertung der wahrgenommenen Amplitude und des Timings der Beschleunigungsrückmeldung bezogen auf die Parametersätze (links) und die Manöverphasen (rechts)**

Die Bewertung des Timings zeigt hier keine signifikanten Unterschiede. Bei der Stärke der wahrgenommenen Beschleunigung ist jedoch eine signifikant höhere Bewertung in der letzten Manöverphase, also beim Anhalten, festzustellen. Da die erste und die dritte Phase sich nicht wesentlich hinsichtlich der Amplitude der präsentierten Beschleunigung unterscheiden, liegt die Vermutung nahe, dass die höhere Bewertung durch den Ruck beim Anhalten der Plattform nach dem Zurückdrehen in die Neutralposition verursacht wurde. Dieser stimmte offensichtlich besser mit dem erwarteten Verhalten des Fahrzeugs überein, als dies beim Beginn des Bremsens der Fall war.

## G.6 Versuch MC6 - Vergleich verschiedener MCA

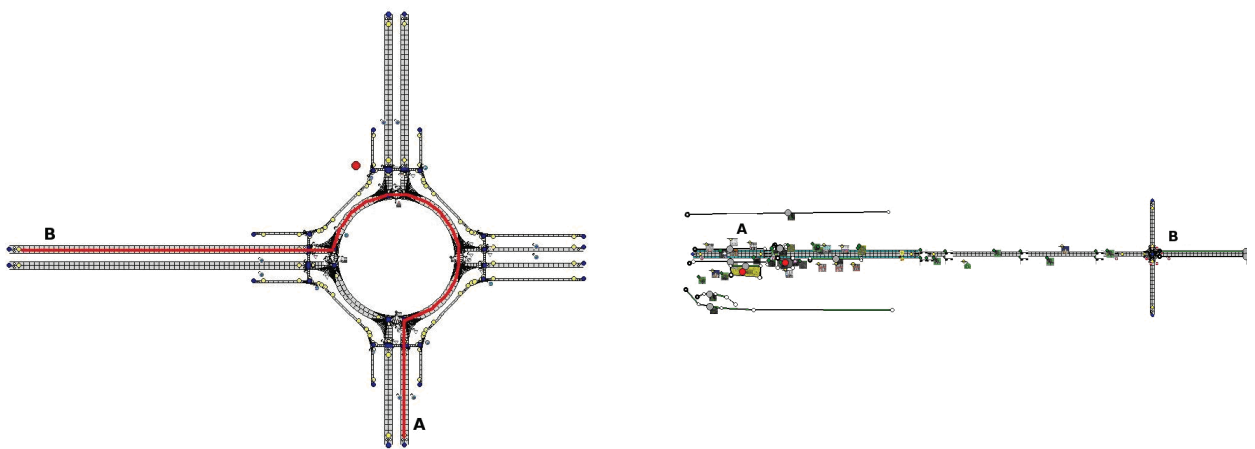
Der 6. *Motion-Cueing*-Versuch wurde durchgeführt, um die neu entwickelten *Motion-Cueing*-Ansätze *Fast Tilt Coordination* (FTC, Kapitel 5.1) und *Coordinated Head Rotation* (CHR, Kapitel 5.2) zu testen und durch Probanden bewerten zu lassen. Gleichzeitig sollte der Einfluss der Drehpunktposition (Kopfpunkt oder Plattformmittelpunkt) im Zusammenhang mit den durch den FTC verursachten schnellen Drehungen untersucht werden. Der Versuch



wurde ausführlich im Rahmen der „Driving Simulator Conference – Asia/Pacific 2008“ vorgestellt [Fis08c].

### Versuchsdesign

An dem Versuch nahmen 16 Fahrer (14 männlich, 2 weiblich) im Alter von 22 bis 28 Jahren ( $\bar{x}$  24,12 Jahre) teil, wobei 6 Teilnehmer (5 männlich, 1 weiblich) den Versuch vorzeitig abbrechen mussten. Es wurden die Ansätze *Classical Washout* (Kapitel 3.1.1) mit Drehpunkt im Fahrerkopf, *Fast Tilt Coordination* mit Drehpunkt einmal im Fahrerkopf und einmal im Mittelpunkt der oberen Plattform sowie *Coordinated Head Rotation* ebenfalls mit Drehpunkt im Plattformmittelpunkt eingesetzt. Die Streckenauswahl erfolgte anhand der in Kapitel 4.1.2 diskutierten Aufteilung in Längs- bzw. Querdynamik beanspruchende Manöver: Die Probanden fuhren daher in diesem Versuch in einem Kreisverkehr und auf einer langen geraden Strecke mit anschließender Stoppschild-Kreuzung (Abbildung G-16).



**Abbildung G-16: Kreisverkehr (links) und Bremsstrecke (rechts) für den Versuch MC6; A: Startpunkt; B: Endpunkt**

Beide Strecken sollten mit einer Geschwindigkeit von etwa 50 km/h befahren werden. Auf dem Kreisverkehr fuhr kein anderes Fahrzeug und die Versuchsteilnehmer wurden instruiert, nicht vor dem Kreisverkehr anzuhalten und diesen zu  $\frac{3}{4}$  zu befahren und dann wieder zu verlassen, worauf an der entsprechenden Ausfahrt nochmals durch ein Schild hingewiesen wurde. Bei der Bremsstrecke, die so benannt wurde, da hier vor allem das Bremsmanöver im Fokus der Analyse stand, signalisierte ein kurzes akustisches Signal dem Fahrer, dass er zu bremsen beginnen sollte. Der Signalton ertönte mit ausreichend Abstand zum Stoppschild (60 m), so dass ein sanftes Abbremsen mit einer Verzögerung von -2 bis -3 m/s<sup>2</sup> ausreichend war, um vor der Haltelinie beim Stoppschild zum Stehen zu kommen. Diese Verzögerungsamplituden liegen im Bereich des Komfortbremsens (vgl. Kapitel 4.2.1).

Um Reihenfolgeeffekte (Adaption, Ermüdung) bei der statistischen Auswertung ausschließen zu können, wurde auch in diesem Versuch die Reihenfolge von Versuchsperson zu Versuchsperson geändert. Insgesamt wurden vier unterschiedliche Reihenfolgen bei der Präsentation der Algorithmen berücksichtigt (Tabelle G-12).

**Tabelle G-12: Vier verschiedene Reihenfolgen (a - d) der vier Algorithmen (1 - 4) in dreizehn Durchgängen (I - XIII); Verwendete Algorithmen: CW<sub>H</sub> (1), FTC<sub>U</sub> (2), FTC<sub>H</sub> (3), CHR (4)**

	Durchgang Nr.													
		<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>	<i>VI</i>	<i>VII</i>	<i>VIII</i>	<i>IX</i>	<i>X</i>	<i>XI</i>	<i>XII</i>	<i>XIII</i>
Reihenfolge	<b>a</b>	1	2	3	4	1	3	2	4	3	1	4	2	1
	<b>b</b>	2	4	1	3	2	1	4	3	1	2	3	4	2
	<b>c</b>	3	1	4	2	3	4	1	2	4	3	2	1	3
	<b>d</b>	4	3	2	1	4	2	3	1	2	4	1	3	4

Bei der Erstellung der Reihenfolgen wurde darauf geachtet, dass immer alle 12 möglichen Paare (1-2, 2-1, 1-3, 3-1, 1-4, 4-1, 2-3, 3-2, 2-4, 4-2, 3-4 und 4-3) für einen vollständigen Paarvergleich enthalten waren. Diese Reihenfolge war für beide Strecken bei einer Versuchsperson identisch. Vor dem jeweils ersten Durchgang wurde die Fahraufgabe in einem Trainings-Durchgang ohne Bewegungsrückmeldung so lange geübt, bis der Fahrer sie sicher erfüllen konnte.

### Messgrößen

Nach jedem Durchgang mussten vier Fragen auf der in Kapitel 4.1.1 (Tabelle 4-1) beschriebenen zweistufigen Bewertungsskala in den Kategorien „sehr schlecht“ bis „sehr gut“ in insgesamt 15 Abstufungen beantwortet werden:

- Wie realistisch sind die wahrgenommenen Beschleunigungen bezogen auf die Stärke?
- Wie realistisch sind die wahrgenommenen Beschleunigungen bezogen auf das Timing?
- Wie gut konnten Sie das Manöver durchführen?
- Sind Übelkeit bzw. andere Beschwerden (z. B. Kopfschmerzen, Schwindel, Müdigkeit) aufgetreten?

Eine Abwandlung der zweistufigen Bewertungsskala (Tabelle G-13) wurde auch für den paarweisen Vergleich verwendet, bei dem ab dem zweiten Durchgang der Gesamteindruck der Bewegungsrückmeldung des aktuellen mit dem des vorher gefahrenen Algorithmus verglichen werden sollte. Die Skala reichte dabei von „viel schlechter“ bis „viel besser“.

**Tabelle G-13: Zweistufige Bewertungsskala für den paarweisen Vergleich (oben); für die Auswertung verwendete lineare Skala von -6 bis +6 (unten)**

□ viel schlechter			□ schlechter			□ besser			□ viel besser		
-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1

-6	-5	-4	-3	-2	-1	1	2	3	4	5	6
----	----	----	----	----	----	---	---	---	---	---	---



Zusätzlich zu den subjektiven Bewertungskriterien wurden folgende fahrzeugbezogenen Daten als objektive Kriterien während der Versuchsfahrten aufgezeichnet:

- Position des Fahrzeugs (X- und Y-Koordinate)
- Winkelgeschwindigkeiten (Wanken, Nicken, Gieren)
- Beschleunigungen (in Längs-, Quer- und Vertikalrichtung)
- Geschwindigkeiten (in Längs- und Querrichtung)
- Pedalstellung (Gas, Bremse)
- Lenkwinkel
- Querablage bezogen auf die Fahrbahnmitte
- Entfernung zur Haltelinie (Bremsstrecke)

### Ergebnisse

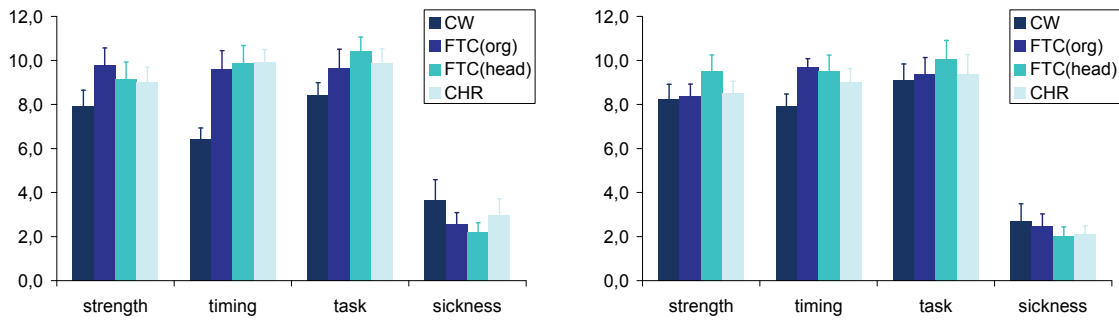
Für die Analyse der Fragebogendaten wurde eine ANOVA mit Messwiederholung durchgeführt. Die Mittelwerte und Standardfehler (s. Kapitel 2.5) sind in Tabelle G-14 für den Kreisverkehr und in Tabelle G-15 für die Bremsstrecke angegeben. Abbildung G-17 veranschaulicht diese Werte grafisch.

**Tabelle G-14: Mittelwerte (M) und Standardfehler (SF) für den Kreisverkehr**

	CW		FTC <sub>U</sub>		FTC <sub>H</sub>		CHR	
	M	SF	M	SF	M	SF	M	SF
<b>Stärke</b>	7,9	0,7	9,8	0,8	9,2	0,8	9,0	0,7
<b>Timing</b>	6,4	0,5	9,6	0,8	9,9	0,8	9,9	0,6
<b>Fahraufgabe</b>	8,4	0,6	9,7	0,8	10,4	0,7	9,9	0,6
<b>Übelkeit</b>	3,6	1,0	2,6	0,5	2,2	0,4	3,0	0,7

**Tabelle G-15: Mittelwerte (M) und Standardfehler (SF) für die Bremsstrecke**

	CW		FTC <sub>U</sub>		FTC <sub>H</sub>		CHR	
	M	SF	M	SF	M	SF	M	SF
<b>Stärke</b>	8,2	0,7	8,4	0,6	9,5	0,7	8,5	0,5
<b>Timing</b>	7,9	0,5	9,7	0,4	9,5	0,7	9,0	0,6
<b>Fahraufgabe</b>	9,1	0,7	9,4	0,7	10,1	0,8	9,4	0,9
<b>Übelkeit</b>	2,7	0,8	2,5	0,6	2,0	0,4	2,1	0,4



**Abbildung G-17: Mittelwert über alle Versuchspersonen und Standardfehler für alle vier erhobenen Aspekte in Bezug auf die Fahrt im Kreisverkehr (links) und auf der Bremsstrecke (rechts)**

Das deutlichste Ergebnis ist, dass der *Classical Washout* in allen Kategorien und auf beiden Strecken am schlechtesten bewertet wurde, im Kreisverkehr jedoch mit einem größeren Abstand als auf der Bremsstrecke. Der Unterschied bei den Bewertungen der anderen drei Ansätze ist jedoch zumeist gering. Die ANOVA ergibt für das Timing ( $F=12.19$ ;  $p=.000^{***}$ ) und die Fahraufgabe ( $F=6.78$ ;  $p=.001^{***}$ ) eine stark signifikante, vom Algorithmus abhängige Variation in den Bewertungen. Da keinerlei Interaktions- oder Wiederholungseffekte nachgewiesen werden können, kann ein „Post-hoc“-Test durchgeführt werden, welcher die Probandenurteile der Algorithmen paarweise mit-einander vergleicht (Tabelle G-16).

**Tabelle G-16: Differenz der Mittelwerte ( $\Delta M$ ), Standardfehler (SF) und Signifikanz ( $p$ ) für die Bewertung bezüglich des Timings (links) und der Fahraufgabe (rechts); Algorithmen: CW<sub>H</sub> (1), FTC<sub>U</sub> (2), FTC<sub>H</sub> (3) und CHR (4)**

Timing	$\Delta M$	SF	$p^*$	Fahraufgabe	$\Delta M$	SF	$p^*$
1-2	-2,933*	0,730	0,018	1-2	-1,233	0,549	0,308
1-3	-3,367*	0,799	0,014	1-3	-1,967*	0,570	0,044
1-4	-3,167*	0,696	0,008	1-4	-1,467*	0,291	0,004
2-3	-0,433	0,586	1,00	2-3	-0,733	0,403	0,613
2-4	-0,233	0,531	1,00	2-4	-0,233	0,428	1,00
3-4	0,200	0,448	1,00	3-4	0,500	0,425	1,00

Hier werden die oben angegebenen Beobachtungen bestätigt, da ausschließlich Unterschiede zwischen dem *Classical Washout* und einem der anderen drei Ansätze signifikant (niedriger) sind.

Für die Bremsstrecke weist keine der Kategorien einen signifikanten Unterschied bei der Bewertung auf, jedoch sind dieselben Tendenzen wie beim Kreisverkehr erkennbar.

Beim „paarweisen Vergleich“ werden alle sechs Einzelurteile (drei direkte und drei indirekte Bewertungen) eines Probanden für einen Algorithmus zu einem Gesamtergebnis (Score) aufaddiert. Tabelle G-17 zeigt beispielhaft die Ermittlung des Scores für eine Versuchsperson. Dabei stehen z. B. die drei indirekten Bewertungen für den *Classical Washout* in der zweiten Spalte (1-2, 1-3, und 1-4) und die drei direkten Bewertungen in der

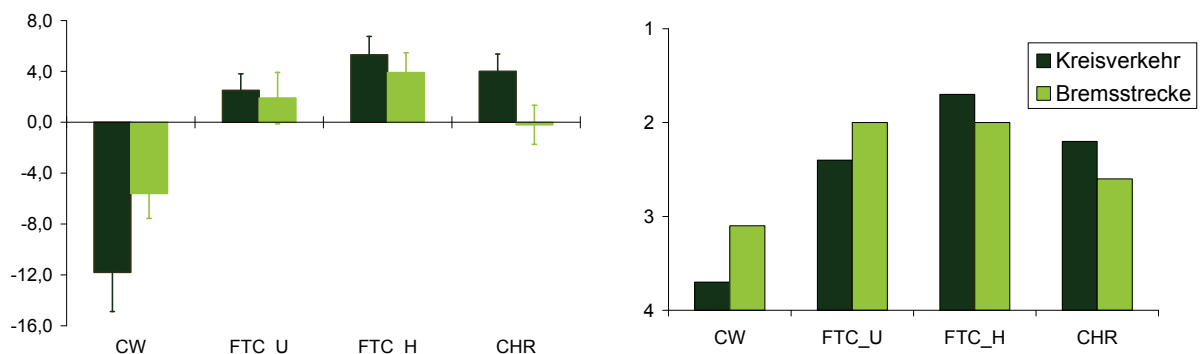
vierten (2-1), sechsten (3-1) und achten (4-1) Spalte an oberster Stelle. Für die Ermittlung des Scores für einen Algorithmus werden die indirekten Urteile mit -1 multipliziert (eine -2 beim Vergleich 2-1 ist gleichbedeutend mit einer +2 bei dem Vergleich 1-2) und zu den direkten Urteilen addiert. Der Score für den *Classical Washout* bei dem in Tabelle G-17 gezeigten Beispiel ergibt sich also zu:

$$-1 \cdot (1 + 3 + 2) + (-3) + (-1) + (-3) = -13.$$

**Tabelle G-17: Ermittlung des Scores und der resultierenden Rangreihenfolge der Algorithmen aus den Bewertungen eines Probanden; Algorithmen: CW<sub>H</sub> (1), FTC<sub>U</sub> (2), FTC<sub>H</sub> (3) und CHR (4)**

	1-2	1	2-1	-3	3-1	-1	4-1	-3
	1-3	3	2-3	2	3-2	-1	4-2	1
	1-4	2	2-4	1	3-4	1	4-3	2
<b>Score (je MCA)</b>	$\sum 1 :$	<b>-13</b>	$\sum 2 :$	<b>1</b>	$\sum 3 :$	<b>8</b>	$\sum 4 :$	<b>4</b>
<b>Rangreihenfolge</b>		<b>4.</b>		<b>3.</b>		<b>1.</b>		<b>2.</b>

Die Mittelwerte und Standardfehler dieses Scores unter Berücksichtigung aller Probandenurteile ist in Abbildung G-18 (links) grafisch veranschaulicht.



**Abbildung G-18: Mittlerer Score und Standardfehler für die vier MCA (links) und mittlere Rangreihenfolge (rechts) für den Kreisverkehr (dunkelgrün) und die Bremsstrecke (hellgrün)**

Auch bei dieser Bewertung wurde der *Classical Washout* deutlich schlechter bewertet und die anderen drei Ansätze sehr ähnlich. Allerdings zeigt sich hier eine leichte Präferenz des FTC mit Drehpunkt im Fahrerkopf. Betrachtet man die mittlere Rangreihenfolge, die sich aus den Scores ergibt, zeigt sich ein ähnliches Bild (Abbildung G-18 rechts).

Anhand von Kendall's Konkordanztest über die einzelnen Rangreihenfolgen lässt sich die Übereinstimmung der Bewertungen aller Versuchsteilnehmer feststellen (s. Kapitel 4.1.1). Die Konkordanz beim Kreisverkehr beträgt  $W=0,44$  (QSR=218; max. QSR=500) und bei der Bremsstrecke  $W = 0,17$  (QSR=84,8; max. QSR=500). Für diesen Fall (vier Ränge, zehn Bewerter) ist die Rangreihenfolge statistisch signifikant ( $p<0,05$ ) bei einem QSR von mehr als 127,8 und stark signifikant ( $p<0,01$ ), wenn dieser Wert größer als 175,3 wird [Bor00]. Dies bedeutet, dass die Rangreihenfolgen aus den Urteilen der Kreisverkehrsfahrten stark signifikant, d. h. mit einer hohen Übereinstimmung bewertet wurden. Damit ist auch die mittlere Rangreihenfolge aussagekräftig, bei der der FTC mit Drehpunkt im Fahrerkopf am

besten platziert ist ( $M=1,7$ ) vor dem CHR ( $M=2,2$ ), dem FTC mit Drehpunkt in der Plattformebene ( $M=2,4$ ) und dem *Classical Washout* ( $M=3,7$ ), welcher bei 9 von 10 Probanden auf dem letzten Platz landete.

Von den sechs Probanden, die den Versuch nicht beenden konnten, reagierten zwei Teilnehmer sehr anfällig auf das Fahren in einer virtuellen Umgebung. Sie klagten bereits nach wenigen Augenblicken während des Trainings über Schwindelgefühle, Augenschmerzen und Unwohlsein. Die anderen vier mussten trotz ausgiebiger Pausen den Versuch während oder direkt nach den Fahrten auf der Kreisverkehrstrecke den Versuch abbrechen. Diese Probanden berichteten alle von Unwohlsein bis hin zur Übelkeit, was jedoch auf keine bestimmte Einstellung des *Motion Cueing* zurückgeführt werden konnte. Die relativ häufigen Symptome für Simulatorkrankheit können durchaus durch die hohen Drehgeschwindigkeiten beim FTC und beim CHR verursacht worden sein. Jedoch ist zu beachten, dass zwei weitere Aspekte einen Einfluss haben: zum einen das bei dieser Studie nur sehr kurze, streckenbezogene Training, welches möglicherweise nicht ausgereicht hat, um die Probanden vollständig an das Fahren in einer virtuellen Umgebung zu gewöhnen; zum anderen die häufige Wiederholung von extremen Manövern, gerade im ersten Teil dieses Versuches. Die Vermutung, dass diese beiden Ursachen maßgeblich zu der hohen Anfälligkeit für die Simulatorkrankheit geführt haben, wird durch die ersten Fahrstudien im Simulator mit Verwendung eines FTC bestätigt. Bei dieser Studie wurden die Probanden ausgiebig und mit einer langsamen und stetigen Steigerung der Dynamik der Fahrmanöver trainiert und während der Studie wurde hauptsächlich auf einer Autobahnstrecke gefahren. Bei 24 Probanden, die an dieser Studie teilgenommen haben und etwa 10-12 Stunden Simulatorfahrzeit pro Proband (drei längere Simulatorfahrten inklusive Training) ist kein einziger Fall von Simulatorkrankheit aufgetreten.